

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

**Analýza proudění v airboxu
atmosférického zážehového spalovacího
motoru**

**Flow Analysis in Airbox of Naturally
Aspirated Spark-ignition Engine**

Student:

Bc. Ondřej Kalabza

Vedoucí bakalářské práce:

doc Ing. Jan Famfulík, Ph.D.

Ostrava 2021

Bibliografický záznam

Autor: Bc. Ondřej Kalabza, KAL0220

Název práce: Analýza proudění v airboxu atmosférického zážehového spalovacího motoru

Studijní program: N1041A040002 Dopravní systémy a technika

Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Famfulík, Ph.D.

Akademický rok: 2020/2021

Počet stran: 66

Klíčová slova: airbox, sací potrubí, spalovací motor, CFD, nestacionární proudění, analýza

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Petře Mückové za cenné rady, připomínky a podklady, které mi poskytla během tvorby této diplomové práce a za čas, který věnovala našim společným konzultacím. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Janu Famfulíkovi, Ph.D. za vedení této práce a doc. Ing. Marianu Bojkovi, Ph.D. za odbornou pomoc při řešení CFD simulace.

Anotace diplomové práce

KALABZA, Ondřej. *Analýza proudění v airboxu atmosférického zážehového spalovacího motoru: diplomová práce*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2021, 66 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Famfulík, Ph.D.

Tato diplomová práce je věnována analýze proudění vzduchu v sacím traktu spalovacího motoru z vozidla Talbot Matra Murena. Cílem této práce je optimalizovat tvar airboxu za účelem odstranění problému s nerovnoměrným plněním jednotlivých válců motoru. Práce obsahuje řešerši hlavních částí sací soustavy spalovacího motoru a teoretický základ z oblasti mechaniky tekutin, který je potřebný pro realizaci CFD simulace. Druhá část práce se zabývá samotnou CFD simulací v programu ANSYS Fluent a návrhem konstrukčních úprav airboxu.

Klíčová slova: airbox, sací potrubí, spalovací motor, CFD, nestacionární proudění, analýza

Annotation of diploma thesis

KALABZA, Ondřej. *Flow Analysis in Airbox of Naturally Aspirated Spark-ignition Engine: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2021, 66 p. Thesis head: doc. Ing. Jan Famfulík, Ph.D.

This diploma thesis is attended to analysis of the air flow in the intake tract of combustion engine from the Talbot Murena Talbot vehicle. The aim of this work is to optimize the shape of the airbox for a purpose to eliminate the problem of uneven filling of the individual cylinders of the engine. The work contains a search of the main parts of the intake system of combustion engine and a theoretical basis of fluid mechanics, which is needed to implement CFD simulation. The second part of the work deals with the CFD simulation in the program ANSYS Fluent and the design of structural modifications of the airbox.

Keywords: airbox, intake manifold, combustion engine, CFD, transient flow, analysis

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Jednotka	Popis veličiny
a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost zvuku
a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	zrychlení
b_e	$[\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}]$	měrná spotřeba paliva vztažená na výkon motoru
c_x	$[-]$	součinitel odporu vzduchu
d	$[\text{m}]$	charakteristický rozměr
e_z	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná ztrátová energie
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
h	$[\text{m}]$	výška
k	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}]$	turbulentní kinetická energie
L_t	$[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$	teoretické množství vzduchu potřebné pro spálení 1 kg paliva
l	$[\text{m}]$	délka potrubí
M	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	točivý moment motoru
Ma	$[-]$	Machovo číslo
M_{sk}	$[\text{kg}]$	skutečné množství nasátého vzduchu
M_t	$[\text{kg}]$	teoretické množství nasátého vzduchu
m_{pal}	$[\text{kg}]$	hmotnost paliva
m_{vz}	$[\text{kg}]$	hmotnost přivedeného vzduchu
\dot{m}_{vstup}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok na vstupu
\dot{m}_x	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok výstupem x
Δm	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	rozdíl hmotnostních průtoků
n_M	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru

P	[kW]	výkon motoru
p	[Pa]	tlak
Q_m	[kg · s ⁻¹]	hmotnostní průtok
r	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	specifická plynová konstanta
Re	[–]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plošný obsah průřezu potrubí
s	[m]	dráha
T	[K]	teplota
t	[°C]	teplota
t	[s]	čas
Δt	[s]	délka časového kroku
v	[m · s ⁻¹]	rychlost proudící tekutiny
V_M	[cm ³]	objem motoru
V_{sk}	[m ³]	objem skutečně nasátého vzduchu do válce
v_s	[m · s ⁻¹]	střední hodnota rychlosti tekutiny
V_t	[m ³]	zdvihový objem
α	[°]	úhel natočení klikové hřídele
α_s	[°]	optimální úhel otočení klikové hřídele
ε	[m ² · s ⁻³]	disipace kinetické energie
η	[kg · m ⁻¹ · s ²]	dynamická viskozita
η_{pl}	[–]	plnicí účinnost
η_v	[–]	objemová (volumetrická) účinnost
κ	[–]	adiabatický exponent
λ	[–]	součinitel přebytku vzduchu

ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota (měrná hmotnost)
ρ_{vz}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota vzduchu
ν	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita

3D	Trojrozměrný
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Oxid uhelnatý
CO ₂	Oxid uhličitý
DNS	Direct Numerical Simulation
DÚ	Dolní úvrat'
HC	Uhlovodíky
HÚ	Horní úvrat'
LES	Large Eddy Simulation
MKD	Metoda konečných diferencí
MKO	Metoda konečných objemů
MKP	Metoda konečných prvků
NO _x	Oxidy dusíku
O ₂	Kyslík
OHC	Over Head Camshaft
OHV	Over Head Valve
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes equations
RMR	Rear Mid Engine – Rear Wheel Drive
RNG	Re-Normalisation Group

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Sací soustava spalovacího motoru.....	12
2.1	Hlavní části sacího traktu a jejich funkce	13
2.1.1	Vzduchový filtr.....	13
2.1.2	Uklidňovací komora	14
2.1.3	Škrtící klapka.....	15
2.1.4	Sběrné potrubí	16
2.1.5	Sací kanály.....	16
2.1.6	Sací ventily a sedlo ventilů.....	17
3	Automobil Talbot Matra Murena.....	19
3.1	Popis sériově vyráběného vozidla.....	19
3.2	Úprava motoru	20
4	Teorie proudění v sacím potrubí spalovacího motoru	22
4.1	Základní pojmy z oblasti teorie proudění	22
4.1.1	Tekutiny.....	22
4.1.2	Reynoldsovo číslo	23
4.1.3	Klasifikace proudění tekutin.....	23
4.2	Hydraulické odpory	24
4.2.1	Třecí odpory	24
4.2.2	Místní odpory	25
4.3	Rovnice popisující proudění	27
4.3.1	Rovnice kontinuity	27
4.3.2	Eulerova rovnice hydrodynamiky	28
4.3.3	Bernoulliho rovnice	28
4.4	Nestacionární proudění v sacím potrubí	29
4.4.1	Plnicí a objemová účinnost.....	29
4.4.2	Teorie tlakových vln.....	30
5	Numerické modelování proudění tekutin.....	35
5.1	Metoda konečných objemů	35

5.2	Matematické modely turbulence.....	36
5.2.1	Model k- ϵ standard	36
5.3	Postup řešení CFD simulace	36
5.3.1	Tvorba geometrie modelu.....	37
5.3.2	Diskretizace modelu	38
5.3.3	Specifikace okrajových podmínek	39
5.3.4	Nastavení numerického modelu proudění a inicializace výpočtu	41
6	Návrh konstrukčních úprav airboxu.....	42
6.1	Popis a vyhodnocení jednotlivých variant airboxu	42
6.1.1	Varianta č. 1.....	43
6.1.2	Varianta č. 2.....	46
6.1.3	Varianta č. 3.....	49
6.1.4	Varianta č. 4.....	52
6.2	Kritéria pro vyhodnocení výsledků.....	55
6.2.1	Součinitel přebytku vzduchu	55
6.3	Porovnání výsledků jednotlivých variant airboxu	57
7	Závěr.....	59
	Seznam použité literatury	61
	Seznam obrázků.....	64
	Seznam tabulek.....	66

1 Úvod

Vývoj nových součástí automobilů je časově i finančně náročný, a proto výrobci neustále hledají nové způsoby, které pomohou zkrátit dobu vývoje a sníží náklady s ním spojené. Jednou z možností je využití nejrozličnějších počítačových simulací, které umožňují otestovat navržené součásti dříve, než bude vyrobený prototyp, který by mohl být otestován experimentálně. Kromě úspory času a financí je výhodou počítačových simulací fakt, že pomocí softwaru lze simulovat i složitější procesy, které by byly experimentálně těžko měřitelné.

CFD simulace umožňuje pomocí matematiky, fyziky a výpočetní techniky analyzovat děje probíhající během proudění tekutin, ale také děje související s přenosem tepla, chemické reakce, apod. V automobilovém průmyslu nachází uplatnění zejména při vývoji aerodynamických karoserií vozidel, ale lze ji využít také pro simulování proudění uvnitř spalovacího motoru. Předmětem této diplomové práce bude simulace proudění v sací soustavě atmosférického zážehového spalovacího motoru, jejímž cílem je optimalizace tvaru airboxu z vozidla Talbot Matra Murena.

Teoretickou část této diplomové práce lze obsahově rozdělit na dvě části. Na úvod teoretické části je zpracovávána rešerše hlavních částí sacího traktu s popisem jejich funkce. V rámci popisu sací soustavy jsou formulovány základní požadavky, které musí sací trakt splňovat. Ve druhé polovině teoretické části jsou vymezeny základní poznatky z oblasti mechaniky tekutin, které jsou nezbytné pro simulaci proudění.

V praktické části jsou popsány všechny dílčí kroky, které byly uskutečněny v rámci CFD simulace v programu ANSYS Fluent. Na základě analýzy proudění v sériově vyráběném airboxu jsou navrženy nové konstrukční varianty. V závěrečné části práce jsou jednotlivé varianty vyhodnoceny a vzájemně porovnány.

2 Sací soustava spalovacího motoru

Důležitou součástí každého spalovacího motoru je sací potrubní systém. Sací systém zajišťuje přepravu čerstvé náplně do válců motoru. U motorů s vnitřní tvorbou směsi (vznětové motory, zážehové motory s přímým vstřikováním paliva do válců) je náplní vzduch. U motorů s vnější tvorbou směsi se jedná o směs vzduchu a paliva. Čerstvý vzduch je do systému nasáván z prostoru motoru a z oblasti nad chladičem.

Základním požadavkem, který je nutné zohlednit při návrhu sacího traktu motoru, je minimalizace tlakových ztrát v sacím potrubí. Konstrukční provedení sacího potrubí, tj. délka, tvar a povrch, má významný vliv na odpor proti proudění v sacím traktu a na samotné plnění válců motoru.

Konstrukce sacího traktu výrazně ovlivňuje také výkonové parametry motoru. Výkon spalovacích motorů je závislý na množství nasávaného vzduchu do válců motoru. Cílem konstrukčního návrhu je dosažení vysokého točivého momentu při nízkých otáčkách a zároveň dosažení vysokého jmenovitého výkonu při maximálních otáčkách motoru, k čemuž lze využít dvě možnosti realizace:

- a) vhodné konstrukční provedení sacího a výfukového systému motoru,
- b) přepřínování motoru.

Motory optimalizované na maximální výkon budou mít kratší sací potrubí než motory optimalizované na maximální točivý moment. Čím kratší je sací potrubí, o to více je laděné na práci při vyšších otáčkách motoru. Současně dochází ke ztrátám točivého momentu. Při prodloužení sacího potrubí je to opačně, je tedy nezbytné najít optimální délku. Další možností je využití sacího potrubí s regulovatelnou délkou, v takovém případě je délka potrubí řízená v závislosti na zatížení a otáčkách motoru.

Mezi další požadavky na sací soustavu patří filtrace nečistot z nasávaného vzduchu, tlumení hluku saní, dokonalá příprava směsi a její rovnoměrné rozdělení do jednotlivých válců motoru. Pro dosažení maximální plnicí účinnosti je dále klíčové, aby vnitřní stěny potrubí byly hladké, bez výčnělků a všechny sací větve měly ideálně stejnou délku. Jednotlivé požadavky se mohou lišit u dvoudobých a čtyřdobých spalovacích motorů.

Neopomenutelnou funkcí sacího traktu je také regulace teploty nasávaného vzduchu, která má vliv na provozní chování vozidla a na složení výfukových plynů. Některé sací potrubí mohou být ohřívány, nejčastěji umístěním do blízkosti výfukového potrubí, případně chladicí kapalinou motoru. Ohřívání sacího potrubí zrychluje odpařování paliva, což v případě motoru s vnější tvorbou směsi usnadňuje tvorbu palivové směsi. [1]

2.1 Hlavní části sacího traktu a jejich funkce

Stavba sacího traktu se liší podle způsobu plnění válců spalovacího motoru. Atmosférické motory mají zpravidla jednodušší konstrukci sacího traktu než motory přeplňované. U atmosférických motorů se mezi základní komponenty sacího traktu standardně řadí sací hrdlo, vzduchový filtr, uklidňovací komora (airbox), škrťací klapka, sběrné potrubí a jednotlivé sací větve (kanály). Vzduchový filtr může být součástí uklidňovací komory. Sací trakt přeplňovaných motorů je doplněn o turbodmychadlo a chladič stlačeného vzduchu. [2]



Obrázek 1: Příklad sestavení hlavních částí sacího traktu čtyřdobého atmosférického a přeplňovaného motoru [2]

1 – sací hrdlo; 2 – uklidňovací komora s čističem vzduchu; 3 – škrťací klapka;
4 – sací potrubí; 5 – turbodmychadlo; 6 – chladič stlačeného vzduchu

2.1.1 Vzduchový filtr

Vzduch nasávaný do sacího traktu obsahuje velké množství prachových částic, které v případě zanesení do mazacího oleje motoru působí jako brusný prostředek, čímž dochází k poškození vnitřních částí motoru a snížení jeho živostnosti. Umístění vzduchového filtru do sacího traktu ovšem způsobuje navýšení tlakových ztrát. Při volbě vzduchového filtru je tedy nutné najít optimální řešení, při kterém bude filtrace dostatečná na to, aby nedošlo

k poškození motoru a zároveň narůst tlakových ztrát nebyl zbytečně velký. Vozidla zaměřená na výkon motoru (závodní vozidla) a vozidla provozovaná v podmínkách s malou prašností budou mít tedy filtr s nižší úrovní filtrace prachu než vozidla provozovaná v prašném prostředí (stavební a zemědělské stroje). [1]

Mezi základní typy vzduchových filtrů patří filtry papírové, bavlněné a pěnové. Běžné osobní automobily jsou nejčastěji opatřeny papírovým vzduchovým filtrem, jehož předností je vysoká efektivita filtrace a nízká cena. Nevýhodou je nižší životnost, pokud se povrch filtru zaneprachuje nebo jinými nečistotami, proudění je do značné míry omezené a do motoru proudí menší množství vzduchu.

Bavlněné vzduchové filtry jsou využívány zejména u sportovních automobilů. Výhodou těchto filtrů je o něco vyšší propustnost vzduchu při zachování dostatečné filtrace, díky čemuž lze docílit mírného navýšení výkonu motoru. Nevýhodou je několikanásobně vyšší pořizovací cena.

Pěnové vzduchové filtry jsou schopny zachytit velké množství nečistot a zároveň výrazně neomezuji proudění vzduchu do motoru. Pěnové filtry jsou oblíbené zejména u terénních automobilů. Zvýšit schopnost filtrace je možné kombinací papírového vzduchového filtru s nalepenou pěnovou vrstvou. [3]



Obrázek 2: Sportovní bavlněný filtr firmy Raemco [4]

2.1.2 Uklidňovací komora

Uklidňovací komora (angl. airbox) se zpravidla umísťuje za sací hrdlo sacího traktu. V případech, kdy není použitý otevřený vzduchový filtr na konci sacího hrdla, plní uklidňovací komora také funkci čističe vzduchu. V takovém případě je v komoře umístěn nejčastěji filtr s výměnnou papírovou vložkou. Airbox dále slouží jako tlumič hluku sání

motoru a jako zásobník vzduchu. Objem airboxu by měl být několikanásobně větší než zdvihový objem daného motoru, což umožňuje příznivě ovlivnit plnění spalovacího prostoru. [5]



Obrázek 3: Karbonový airbox pro motor BMW M44/M42 [6]

2.1.3 Škrticí klapka

Škrticí klapka slouží k regulaci množství vzduchu nasávaného do spalovacího prostoru. Regulace je realizována změnou průřezu sacího potrubí. Z důvodu přesné regulace jsou v současnosti nejčastěji používány motýlkové škrticí klapky, jejichž princip spočívá v natáčení kruhové přepážky uvnitř potrubí. Nevýhodou je vznik tlakových ztrát při plném otevření klapky, jelikož osa klapky zůstává v proudu vzduchu. U některých vozidel mohou být použity také šoupátkové a soudečkové škrticí klapky. [3][7]



Obrázek 4: Motýlková škrticí klapka [7]

Všechny uvedené typy škrtkících klapek mohou být ovládány mechanicky, nebo elektronicky. Mechanicky ovládaná škrtkící klapka je propojena lankem s plynovým pedálem, poloha klapky je tedy závislá na poloze plynového pedálu. Výhodou je okamžitá změna polohy klapky při sešlápnutí plynového pedálu. Z tohoto důvodu je mechanické ovládání stále používáno u některých závodních vozidel. [3]

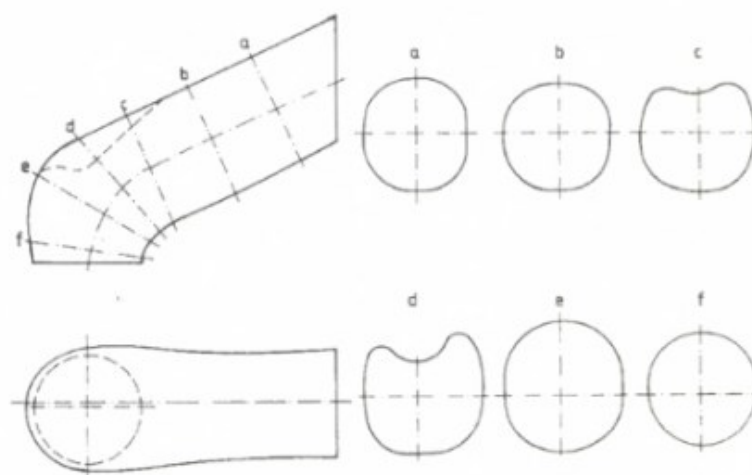
U moderních vozidel je klapka obvykle řízená elektronicky. Řídící jednotka zpracovává údaje o poloze plynového pedálu a následně vysílá zpětný signál škrtkící klapce, o kolik stupňů se má natočit. [3]

2.1.4 Sběrné potrubí

Sběrné potrubí má za úkol přepravu vzduchu z uklidňovací komory do jednotlivých sacích kanálů. Pro vysokou účinnost plnění válců motoru je rozhodující zejména délka tohoto potrubí.

2.1.5 Sací kanály

Sací kanál navazuje na sběrné potrubí a je zakončen dosedací plochou sacího ventilu. Kvůli omezenému prostoru v okolí hlavy motoru nemají sací kanály kruhový průřez po celé své délce (viz. Obrázek 5), což zvyšuje odpor proti proudění. Tvar sacích kanálů je proto dalším faktorem ovlivňující výkon motoru. [1]

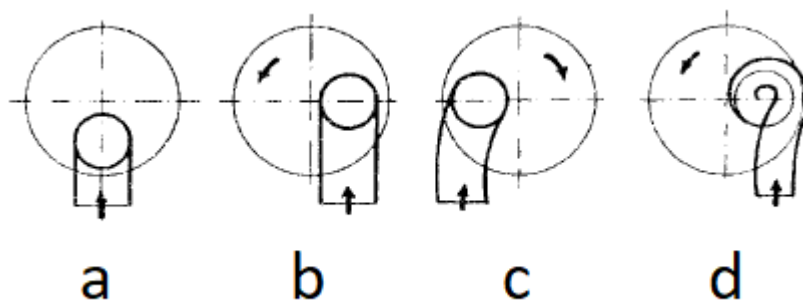


Obrázek 5: Průřezové plochy sacího kanálu [1]

Pro optimální průběh spalování je žádoucí, aby došlo k rotaci a následnému rozvíření náplně při jejím vstupu do válce. V praxi existuje několik konstrukčních způsobů rozvíření náplně. Sací kanály lze rozdělit do čtyř základních skupin[11]:

- a) přímý kanál v nevířivé poloze,
- b) přímý kanál ve vířivé poloze,
- c) tangenciální kanál,
- d) spirálový kanál.

Přímý kanál v nevířivé poloze způsobuje pouze minimální víření náplně. Tangenciální kanál a přímý kanál ve vířivé poloze podněcují tečnou rotaci náplně. Tvar tangenciálního kanálu zajišťuje vyšší vírový účinek než přímý kanál. Poslední možností je spirálový kanál, jehož výhodou je, že vírový účinek není závislý na poloze ventilu vzhledem k ose válce, ale o vírovém účinku rozhoduje zejména tvar samotné spirály. [1][11]



Obrázek 6: Základní typy sacích kanálů [11]

2.1.6 Sací ventily a sedlo ventilů

Sací ventily oddělují sací soustavu od spalovacího prostoru a slouží k řízení toku náplně do spalovacího prostoru. Pohyb ventilů je nejčastěji ovládán pomocí vačkové hřídele, jejíž rychlost otáčení je u čtyřdobých motorů poloviční oproti hřídeli klikové, jelikož pracovní cyklus trvá dvě otáčky klikové hřídele. Pohybem vačkové hřídele je přetlačena pružina a ventil se otevře, jakmile vačková hřídel přestane vyvíjet tlak na pružinu, ventil se vrací do uzavřené polohy. Mimo otevírání sacích kanálů je dalším požadavkem na sací ventil a jeho dosedací plochu také úplné utěsnění spalovacího prostoru při jeho uzavření.

Při plně otevřené škrtkové klapce je ventilové sedlo nejvýznamnějším místem sacího traktu, kde dochází ke škrcení proudícího média. Mezi nejdůležitější geometrické parametry ventilů patří průměr a délka dířku, průměr sedla, ale také tvar plochy sedla. Plocha sedla bývá

obvykle zkosená, případně zaoblená a proudící vzduch tak nemusí obtékat ostré hrany. Ventily jsou, vzhledem k umístění ve spalovacím prostoru válce, nejvíce tepelně namáhaným segmentem sacího traktu.

Důležitou roli vzhledem k plnění válců má také počet ventilů. Použití dvouventilových a čtyřventilových hlav válců závisí na mnoha faktorech. Obecně jsou dvouventilové hlavy konstrukčně jednodušší a nachází uplatnění spíše u motorů s menšími válci a nižším výkonem. Čtyřventilové hlavy válců umožňují větší hmotnostní naplnění válců, ovšem za cenu použití komplikovanějších ventilových rozvodů a nižších průtokových součinitelů. [11]

3 Automobil Talbot Matra Murena

3.1 Popis sériově vyráběného vozidla

Talbot Matra Murena je sportovní automobil, který byl představen jako nástupce úspěšné Matry Bagheery na pařížském autosalonu v roce 1980. Jedná se o třímístné kupé (tři sedadla vedle sebe), jehož hlavní předností je aerodynamicky tvarovaná karoserie, díky které se konstruktérům podařilo snížit součinitel odporu vzduchu na hodnotu $c_x = 0,328$. V letech 1980-1984 bylo vyrobeno celkem 10 680 vozidel ve třech motorizacích. Motor je umístěn uprostřed vozidla před zadní nápravou s náhonem zadním kol (koncepte RMR), výhodou této koncepce je rovnoměrné rozložení hmotnosti na obě nápravy. [19]

	Murena 1.6	Murena 2.2	Murena S
Druh motoru	4-dobý, zážehový	4-dobý, zážehový	4-dobý, zážehový
Objem	1592 ccm	2155 ccm	2155 ccm
Výkon	68kW při 5600 ot·min ⁻¹	87kW při 5800 ot·min ⁻¹	104kW při 6000 ot·min ⁻¹
Max. točivý moment	132 N·m při 5600 ot·min ⁻¹	181 N·m při 3000 ot·min ⁻¹	183 N·m při 3800 ot·min ⁻¹
Počet válců	4	4	4
Vrtání	80,6 mm	91,7 mm	91,7 mm
Zdvih	78 mm	81,6 mm	81,6 mm
Ventilový rozvod	OHV	OHC	OHC
Kompresní poměr	9,35:1	9,45:1	9,5:1

Tabulka 1: Základní technické údaje vozidla Talbot Matra Murena [20]



Obrázek 7: Talbot Matra Murena [19]

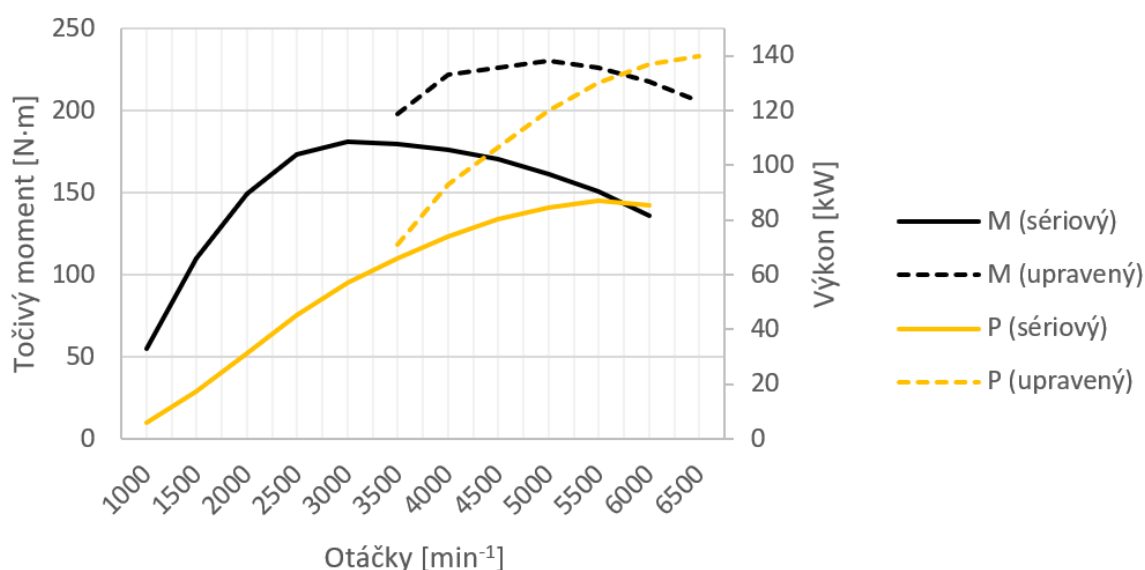
3.2 Úprava motoru

V rámci této diplomové práce bude řešen konkrétní případ vozidla v motorizaci Murena 2.2. Majitel tohoto vozidla provedl několik konstrukčních úprav, které měly vést k výraznému navýšení výkonu motoru.

Úpravou motoru došlo k navýšení zdvihového objemu pomocí zvětšení vrtání válce z 91,7 mm na 92,5 mm. Do vozidla byly namontovány odlehčené sportovní ojnice a písty, původní ojnice profilu I byly nahrazeny novými ojnici s profilem H.

Zásadní změnou byla výměna sériové vačkové hřídele za tzv. ostrou vačku, která nachází využití zejména u sportovně laděných vozidel a v motorsportu. Zdvižová křivka takové vačkové hřídele má výrazně vyšší plnost, zejména díky navýšení maximálního zdvihu z původních 7,8 mm na 8,3 mm. Volbou správného načasování se s novou vačkovou hřídelí docílí výrazně lepšího naplnění válců čerstvou směsí.

K výrazné změně došlo také u kompresního poměru, z původní hodnoty 9,45 došlo k navýšení na výslednou hodnotu 12,3.



Obrázek 8: Otáčková charakteristika sériového a upraveného motoru [27]

Upravený motor byl před namontováním do vozidla testován na motorové brzdě, kde se prokázalo navýšení výkonu motoru (měření bez airboxu). Maximální naměřený výkon byl 140 kW při $6500 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$. Po uvedení upraveného vozidla do provozu ovšem pocitově výkon neodpovídal naměřeným hodnotám, bylo tedy přistoupeno k měření

na válcové zkušebně. Výsledky tohoto měření potvrdily ztrátu výkonu po montáži motoru do vozidla.

Airbox tohoto vozidla je po geometrické stránce řešen nestandardně. Sací hrdlo, kterým vzduch vstupuje do airboxu, je na samotný airbox připojeno ze strany. Vzhledem k atypickému plnění airboxu je zde potíž v tom, že dochází k nerovnoměrnému plnění jednotlivých válců. Motor je osazený dvěma dvojíty horizontálními karburátory. Pokud je do jednoho válce nasáté výrazně menší množství vzduchu, chová se karburátor tak, jako kdyby byla nevhodně zvolená jeho velikost, tzn. karburátor (škrtící klapka a difuzér) je příliš velký. V důsledku toho je podtlak vytvořený v difuzéru nižší, tlakový spád na hlavní trysku je malý a dodávka paliva k tomuto válci je nižší. Praxe prokázala, že pokles dodávky paliva je výrazně vyšší než pokles dodávky vzduchu. Válec tak pracuje s chudou směsí a vzniká riziko mechanického poškození motoru.

V praktické části diplomové práce bude provedena analýza proudění v tomto airboxu. Cílem bude prokázat nerovnoměrné plnění válců a poté optimalizovat geometrii airboxu za účelem minimalizace nerovnoměrnosti plnění válců.

4 Teorie proudění v sacím potrubí spalovacího motoru

Proudění tekutin je možné zjednodušeně charakterizovat jako neuspořádaný pohyb částic, jehož výsledkem je rovnovážný stav uvnitř soustavy. Během proudění dochází k pohybu částic z oblasti s vyšším tlakem do oblasti s tlakem nižším. Jedná se tedy o poměrně složitý proces, který je ovlivňován velkým množstvím faktorů. V této kapitole jsou vymezeny základní pojmy, vztahy a zákonitosti, které jsou pro základní orientaci v oblasti teorie proudění tekutin nezbytné.

4.1 Základní pojmy z oblasti teorie proudění

4.1.1 Tekutiny

Jako tekutiny společně označujeme kapaliny a vzdušiny (plyny, páry). Jedná se o látky, které nemají vlastní tvar a velmi lehce se dělí. Hlavním rozdílem mezi tekutinou a pevným tělesem je snadná pohyblivost částic tekutin – tekutost. Už působením velmi malých tečných sil na částice tekutiny dochází k jejich pohybu a deformaci, která je na rozdíl od pevných těles vždy nevratná. Tekutiny lze rozdělit do dvou základních skupin[8][9]:

- a) nestlačitelné – tekutiny, které působením tlaku a normálových sil mění svůj objem jen nevýrazně, nemají vlastní tvar, ale zaujímají objem podle tvaru nádoby s tím, že vlivem gravitace vyplňují její spodní část, obecně zde patří kapaliny,
- b) stlačitelné – tekutiny, které vždy vyplňují celý objem nádoby, obecně zde patří plyny a páry.

Pro popis proudění v sacím potrubí zážehového spalovacího motoru se můžeme zaměřit na tekutiny stlačitelné, konkrétně vzduch. V rámci zjednodušení matematického popisu se vzduch za normálních podmínek (teplota 0°C a tlak 101 325 Pa) řídí zákony pro ideální plyn.

Ideální plyn je takový plyn, který je dokonale stlačitelný a bez vnitřního tření. Fyzikální vlastnosti ideálního plynu jsou konstantní. Samotný plyn se skládá z neustále pohybujících se částic, které mají vzhledem k vzájemným vzdálenostem zanedbatelné rozměry a kromě vzájemných srážek na sebe silově nepůsobí. Během těchto srážek se kinetická energie částic nemění, srážky tak lze považovat za dokonale pružné. [10]

4.1.2 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo je bezrozměrná veličina, která vyjadřuje poměr mezi setrvačnými a třecími silami v tekutině. Pomocí tzv. kritického Reynoldsova čísla je možné určit, zda je proudění tekutiny laminární, nebo turbulentní. Hodnota kritického Reynoldsova čísla je závislá na druhu proudící tekutiny a na typu potrubí. Pro proudění v potrubí kruhového průřezu je uvažována hodnota kritického Reynoldsova čísla $Re_{krit} = 2320$. Reynoldsovo číslo je definováno vztahem[8]:

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (4.01)$$

kde:

v_s $[m \cdot s^{-1}]$ střední hodnota rychlosti tekutiny

d $[m]$ charakteristický rozměr (např. průměr potrubí)

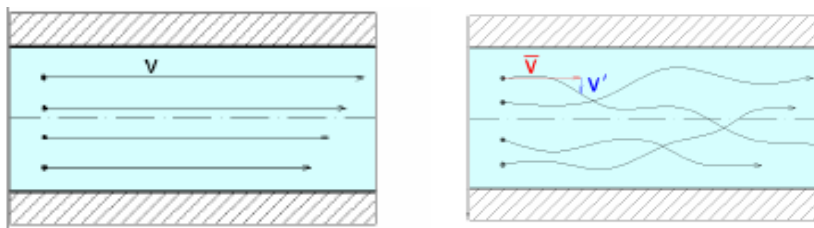
ν $[m^2 \cdot s^{-1}]$ kinematická viskozita proudící tekutiny

4.1.3 Klasifikace proudění tekutin

Skutečná (vazká) tekutina může proudit dvěma způsoby:

- a) laminárně,
- b) turbulentně.

Tekutina proudí laminárně tehdy, kdy se její částice pohybují ve vrstvách a nepřemísťují se po průřezu potrubí. Naopak u turbulentního proudění mají částice kromě podélné rychlosti také turbulentní (flukтуаční) rychlost, která způsobuje pohyb částic i po průřezu potrubí.



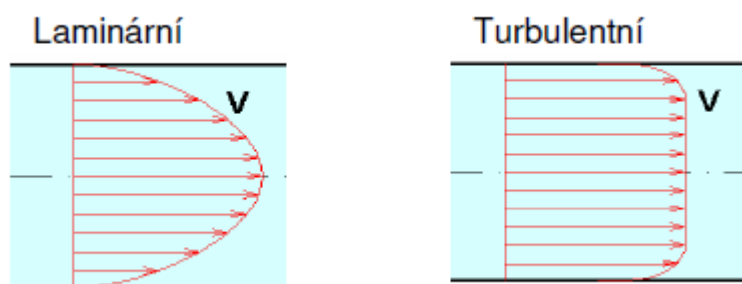
Obrázek 9: Laminární proudění (vlevo) a turbulentní proudění (vpravo) [8]

Jak již bylo uvedeno, druh proudění lze určit pomocí Reynoldsova čísla. Pokud se zvýší nad kritickou hodnotu, dochází k přechodu částic mezi jednotlivými vrstvami a jedná

se o proudění turbulentní. Ke změně proudění nedochází skokově, ale postupně v přechodové oblasti v okolí kritického Reynoldsova čísla.

Oba typy proudění se liší zejména rychlostním profilem a velikostí hydraulických ztrát. Rychlostním profilem u laminárního proudění je rotační paraboloid a hydraulický odpor je lineárně závislý na rychlosti proudění.

Během přechodu částic z jedné vrstvy do druhé dochází k výměně kinetické energie a rychlost částic se po průřezu vyrovnává. Rychlostní profil u turbulentního proudění se tvarem více přibližuje obdélníku. Čím větší je turbulence, tím více se tvar podobá obdélníku. Hydraulický odpor u turbulentního proudění je závislý na druhé mocnině rychlosti proudění. [8]



Obrázek 10: Rychlostní profil laminárního a turbulentního proudění [8]

4.2 Hydraulické odpory

Během proudění skutečných tekutin vznikají hydraulické ztráty, což jsou veškeré účinky způsobující rozptýl energie v proudící tekutině. Tyto ztráty se projeví silovým účinkem proti pohybu částic tekutiny a výsledkem může být tlakový úbytek, snížení kinetické energie, nebo snížení polohové energie. Hydraulické odpory se dělí na odpory třecí a místní. [9]

4.2.1 Třecí odpory

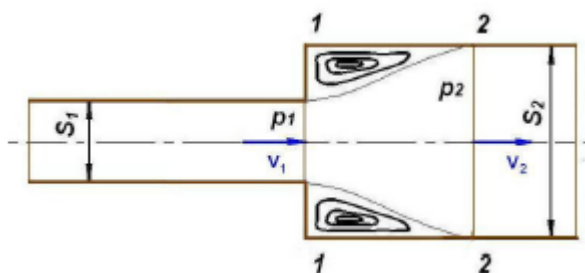
Třecí odpory vznikají důsledkem tření mezi tekutinou a stěnou potrubí. Velikost třecích ztrát je závislá zejména na délce potrubí (s rostoucí délkou se ztráty zvyšují), drsnosti stěny potrubí a na druhu proudění. U turbulentního proudění se dosahuje vyšších rychlostí, což je příčinou většího tečného napětí, a proto jsou ztráty způsobené třením větší než u laminárního proudění. [9]

4.2.2 Místní odpory

Běžné potrubní systémy se neskládají pouze z přímých rovinných úseků, ale obsahují i prvky zasahující do jejich geometrie. Jedná se například o kolena, armatury, měřicí zařízení a nejrůznější změny průřezu. V těchto místech dochází ke změně velikosti i směru rychlosti proudění, což má za následek víření tekutiny. Velikost ztrátové energie při místních ztrátách závisí na rychlosti proudění, druhu místní ztráty, konstrukčních parametrech potrubí, drsnosti stěn potrubí, druhu proudění a tvaru rychlostního profilu. Nejčastější druhy místních ztrát budou popsány v následujícím textu. [9]

Ztráty náhlým rozšířením průřezu

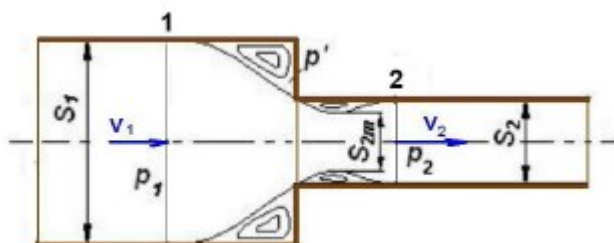
V místě rozšíření průřezu potrubí dochází k odtržení proudu od stěn potrubí, což má za následek vznik vířů (na Obrázku 11 mezi místy 1 a 2). Proud tekutiny se dále rozšíří po celém průřezu potrubí, zákonitě dochází ke snížení rychlosti proudění a zvýšení tlaku. [9]



Obrázek 11: Náhlé rozšíření průřezu potrubí [9]

Ztráty náhlým zúžením průřezu

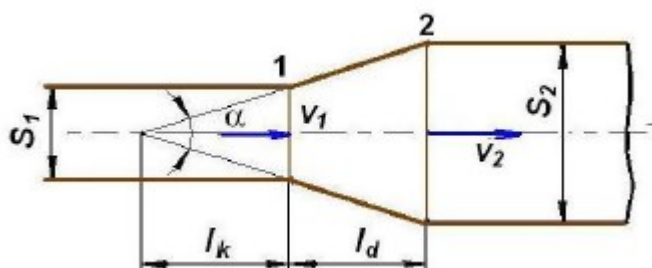
V místě zúžení průřezu potrubí proud tekutiny nemůže vlivem setrvačnosti sledovat stěnu potrubí. Dochází ke zvýšení rychlosti proudění. [9]



Obrázek 12: Náhlé zúžení průřezu potrubí [9]

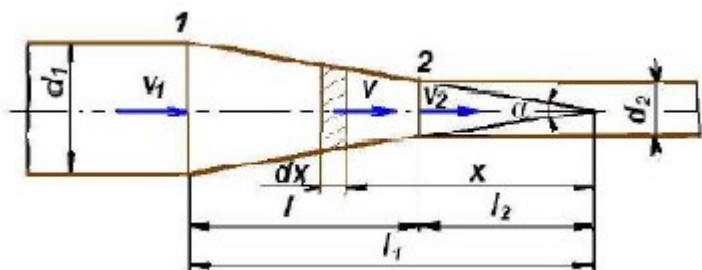
Ztráty v kužlovém potrubí

Náhlým rozšířením průřezu dochází k velmi vysokým ztrátám. Další variantou pro zvětšení průřezu je difuzor, u kterého jsou ztráty výrazně nižší. Tvar kužlového potrubí umožňuje pozvolné rozšíření průřezu. Důležitým parametrem je úhel rozšíření difuzoru, při úhlu rozšíření $\alpha = 6^\circ \div 8^\circ$ zůstává rychlostní profil symetrický k ose difuzoru. U větších úhlů dochází k odtržení proudu na jedné straně a rychlostní profil se stává nesymetrickým. Následkem nesymetrie je kmitání proudu a vznik vírů – zvýšení ztrát. [9]



Obrázek 13: Difuzor – kužlové rozšíření průřezu potrubí [9]

Postupné zúžení průřezu potrubí se nazývá konfuzor. Ztráty v konfuzoru jsou způsobeny třením tekutiny o stěnu potrubí.



Obrázek 14: Konfuzor – kužlové zúžení průřezu potrubí [9]

Ztráty změnou směru proudění

Ke změně směru proudění dochází zpravidla v místech zakřivení potrubí. Jedná se o oblouky, kolena, apod. Jednotlivé částice proudí na rozdílných poloměrech zakřivení, vzniká velmi složitý spirálový pohyb, jehož součástí je vířivé proudění v příčném řezu s dvěma víry opačného smyslu. Vlivem zakřivením proudnic působí na proudící částice také odstředivá síla, která musí být v rovnováze s tlakovou silou. Pro vznik této síly musí platit podmínka, že na větším poloměru musí působit větší tlak. Rychlost proudění je tak na větším poloměru nižší. [9]

4.3 Rovnice popisující proudění

Při řešení nestacionárního proudění je nutné vycházet ze základních zákonů mechaniky tekutin a termodynamiky. Základní rovnice popisující nestacionární proudění potrubím vyjadřují zákon o zachování hmotnosti, hybnosti a energie. S ohledem na složitý matematický popis nestacionárního proudění v potrubí se pro výpočet pomocí následujících vztahů předpokládají následující zjednodušení[11]:

- proudění je jednorozměrné,
- nedochází k tepelné výměně s okolním prostředím,
- proudícím médiem je ideální plyn, pro který platí základní zákony termodynamiky,
- všechny veličiny jsou funkcí dvou proměnných – dráhy a času.

4.3.1 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity popisuje fyzikální zákon o zachování hmotnosti, podle kterého je v uvažovaném elementárním objemu hmotnost tekutiny konstantní, tzn. celková změna hmotnosti je rovna nule.

Obecná rovnice kontinuity pro neustálené jednorozměrné proudění[9]:

$$\frac{\partial(\rho \cdot S)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot S \cdot v)}{\partial s} = 0 \quad (4.02)$$

kde:

ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota (měrná hmotnost)
S	$[\text{m}^2]$	plošný obsah průřezu potrubí
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost proudící tekutiny
s	$[\text{m}]$	dráha

První člen rovnice představuje časovou změnu hmotnosti, která probíhá v samotném elementárním objemu (rozpínání nebo stačování tekutiny). Druhý člen vyjadřuje změnu konvektivní, která je způsobena hmotnostním rozdílem tekutiny vstupující do a vystupující z objemu. Pokud je proudění ustálené, tj. veličiny jsou v čase konstantní, je lokální změna hmotnosti nulová a po následné integraci platí známý tvar rovnice, ze kterého vyplývá, že hmotnostní průtok Q_m je ve všech průřezích potrubí konstantní[9]:

$$Q_m = \rho \cdot S \cdot v = \text{konst.} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.03)$$

4.3.2 Eulerova rovnice hydrodynamiky

Eulerova rovnice hydrodynamiky je pohybovou rovnicí určenou pro ideální tekutiny. Rovnice je sestavena na základně druhého Newtonova zákona a vyjadřuje silovou rovnováhu na element proudící tekutiny. Za předpokladu jednorozměrného proudění se rychlost a tlak mění v závislosti na dráze a čase, čímž se soustava Eulerových rovnic zjednoduší na následující tvar[8]:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial l} = a - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} \quad (4.04)$$

kde:

t	[s]	čas
p	[Pa]	tlak
l	[m]	délka potrubí
a	[m · s ⁻²]	zrychlení

4.3.3 Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice vychází ze zákona zachování energie během proudění. Celková mechanická energie kapaliny je v celém průřezu jedné trubice konstantní a je dána součtem kinetické energie, tlakové energie a polohové energie[8]:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = \text{konst.} \quad (4.05)$$

kde:

g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[m]	výška

U proudění skutečné kapaliny vzniká tzv. ztrátová energie, která je potřebná k překonání hydraulických odporů a mění se na teplo. Celková mechanická energie je snížena o hodnotu ztrátové energie. Bernoulliho rovnice pro proudění skutečné kapaliny[8]:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + e_z \quad (4.06)$$

kde:

e_z [J · kg⁻¹] měrná ztrátová energie

4.4 Nestacionární proudění v sacím potrubí

Ve spalovacích motorech dochází k tzv. nestacionárnímu proudění. Jedná se o specifický druh proudění, pro které je charakteristické, že proměnné jsou závislé nejen na poloze, ale také na čase. Příčinou vzniku nestacionárního proudění v sacím traktu spalovacího motoru je rozdílný tlak v potrubí a ve válcích motoru. Dále pak pohyb pístu, který vyvolává tlakovou vlnu šířící se do potrubí. Teorie tlakových vln bude podrobněji popsána v následujícím textu. [15][16]

4.4.1 Plnicí a objemová účinnost

Plnicí účinnost u atmosférických motorů udává poměr skutečného množství nasátého vzduchu M_{sk} do válce a teoretického množství vzduchu M_t , které by mohl, za předpokladu atmosférických podmínek, pojmout daný válec o konkrétním zdvihovém objemu V_z [15]:

$$\eta_{pl} = \frac{M_{sk}}{\rho \cdot V_z} = \frac{M_{sk}}{M_t} \quad [-] \quad (4.07)$$

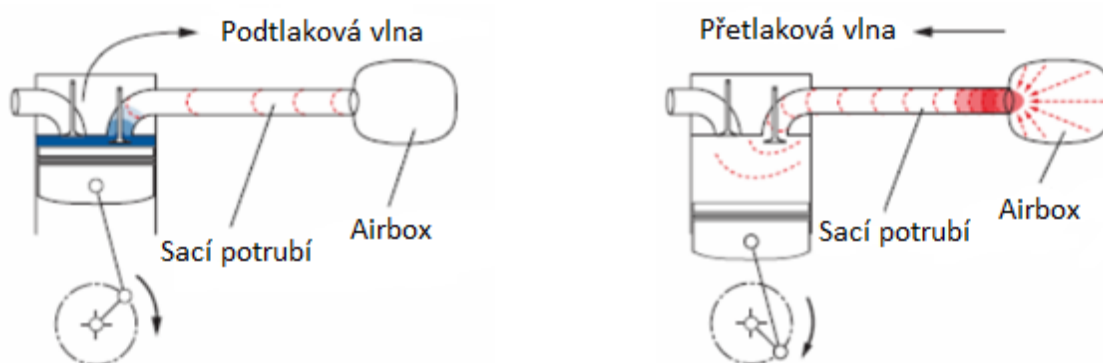
Jmenovatel tohoto vztahuje je pro každý vybraný motor konstantní, plnicí účinnost tak závisí na množství vzduchu, který je nasán během procesu plnění válce. Vyšší plnicí účinnosti u atmosférických motorů je možné dosáhnout zvětšením vstupního průřezu, tedy použitím víceventilové techniky (2 sací ventily, 2 výfukové ventily) a volbou vačkové hřídele s vhodnou zdvihovou křivkou a optimálním načasováním.

Výpočet množství nasátého vzduchu je vzhledem k nestacionárnímu proudění v sacím traktu dosti složitý. Plnicí účinnost je často nahrazena účinností objemovou (volumetrickou). Objemová účinnost vyjadřuje taktéž míru naplnění válce, ale pomocí lépe měřitelných veličin. Jedná se o poměr objemu nasátého vzduchu V_{sk} , který prošel sacím potrubím směrem do válce a zdvihového objemu válce V_z :

$$\eta_v = \frac{V_{sk}}{V_z} \quad [-] \quad (4.08)$$

4.4.2 Teorie tlakových vln

Pohybem pístu směrem k dolní úvrati dochází ke snížení tlaku ve válci a vzniká tlakový rozruch. Tlakový rozruch vytváří podtlakovou vlnu, která se šíří přes otevřené ventily do sacího traktu. Tlaková vlna způsobuje v sacím potrubí nestacionární proudění. Jakmile tlaková vlna dorazí na ústí sacího potrubí, odráží se zpět jako vlna přetlaková. Tato vlna s sebou strhává vzduch o atmosférickém tlaku, který se nachází v sacím traktu a v případě, že odražená vlna dorazí k sacímu ventilu před jeho uzavřením, pomáhá nasávat dodatečné množství vzduchu do válce motoru. Šíření tlakových vln v sacím potrubí je graficky zobrazeno na Obrázku 15.



Obrázek 15: Šíření tlakových vln v sacím potrubí [17]

Ladění potrubního systému na základě vlnové teorie je velmi účinným nástrojem pro zvýšení výkonu motoru. Pro maximální využití vlnového efektu lze načasovat odraz vlny pomocí geometrie potrubí (objem, délka, průměr). Základním principem ladění sacího potrubí je tedy dosažení maximálního tlaku před otevřeným sacím ventilem, což zajistí nasání dodatečného množství vzduchu do válce.

Tlakové vlny vytváří před sacím ventilem tlakový průběh v závislosti na čase, který v kombinaci s tlakovým průběhem ve válci určuje průtok vzduchu kolem ventilu. Plnění válce pomocí přetlakové vlny trvá do doby, než dojde k vyrovnání tlaku ve válci a před ventilem. Po vyrovnání těchto tlaků se sací ventil uzavře, čímž je zabráněno úniku vzduchu z válce zpět do sacího traktu. [15][17][18]

Tlakové vlny se sacím potrubím šíří rychlostí zvuku, kterou lze stanovit podle vztahu[16]:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.09)$$

kde:

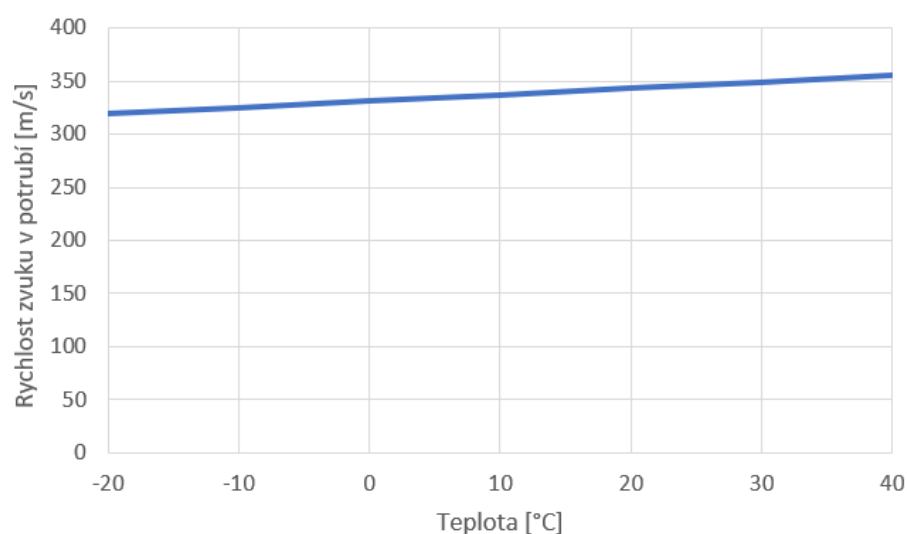
κ	$[-]$	adiabatický exponent
r	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	specifická plynová konstanta
T	$[\text{K}]$	teplota

Rychlost zvuku je rychlost, jakou se zvuk šíří ze zdroje daným látkovým prostředím. Pro teploty přibližně od -100°C do 100°C platí následující zjednodušený vzorec pro výpočet rychlosti zvuku v suchém vzduchu[24]:

$$a = (331,82 + 0,61 \cdot t) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.10)$$

t	$[^{\circ}\text{C}]$	teplota
-----	----------------------	---------

Z obou vztahů pro výpočet rychlosti zvuku je patrné, že rychlost zvuku v potrubí je závislá zejména na teplotě. Teplota se bude odvíjet od aktuálních atmosférických podmínek, případně ohřevu sací soustavy. S přihlédnutím na předpoklad výpočtu, kdy uvažujeme výpočet pro ideální plyn, bude teplota konstantní a rychlost zvuku v potrubí tím pádem také. Orientační závislost rychlosti zvuku na teplotě vzduchu, stanovená dle vztahu 4.10, je graficky znázorněna na Obrázku 16. Při teplotě vzduchu 20°C je rychlost zvuku přibližně $344 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.



Obrázek 16: Rychlost zvuku v závislosti na teplotě vzduchu

Pro popis pohybu s vysokými rychlostmi se používá Machovo číslo, což je bezrozměrná veličina, která je definována jako poměr rychlosti proudění (případně rychlosti tělesa) a rychlosti šíření zvuku v daném prostředí.

Vztah pro výpočet Machova čísla[24]:

$$Ma = \frac{v}{a} \quad [-] \quad (4.11)$$

Podle hodnoty Machova čísla definujeme označení vysokých rychlostí:

- $Ma < 0,8$ subsonická rychlost,
- $Ma 0,8 \div 1,2$ transsonická rychlost,
- $Ma 1,2 \div 5,0$ supersonická rychlost,
- $Ma 5,0 \div 10,0$ hypersonická rychlost,
- $Ma 10,0 \div 25,0$ vysoko-hypersonická rychlost,
- $Ma > 25,0$ znovuvstupní rychlost.

Při návrhu sacího potrubí, které bude vhodně využívat tlakové vlny, je nezbytné jako první stanovit otáčky, při kterých je požadována maximální plnicí účinnost. U zážehových motorů se tyto otáčky obvykle shodují s otáčkami maximálního točivého momentu. Pomocí těchto otáček lze stanovit dobu t , za kterou musí tlaková vlna překonat vzdálenost dvou délek potrubí, tj. od ventilu k ústí a zpět.

$$t = \frac{\alpha_s}{6 \cdot n} \quad [s] \quad (4.12)$$

kde:

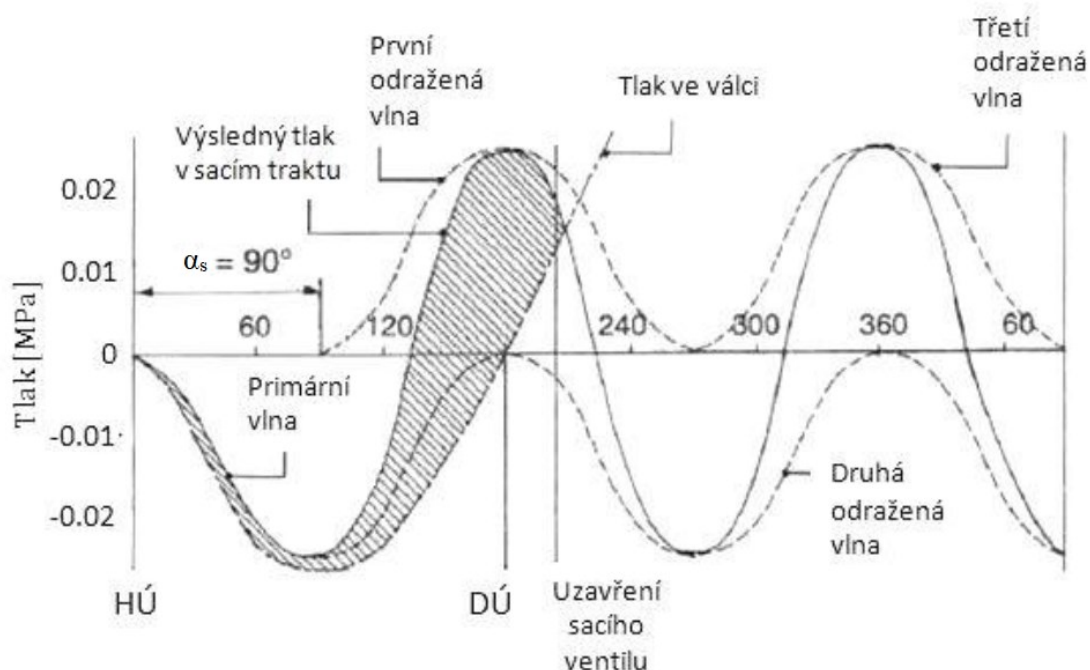
α_s [°] úhel otočení klikové hřídele

Dalším krokem návrhu je výpočet rychlosti zvuku pro konkrétní podmínky úlohy pomocí vztahu 4.09. Poté už můžeme přejít k výpočtu délky sacího potrubí. V případě potrubí bez možnosti regulace délky je tato délka konstantní. Sestavením vypočítaných veličin do rovnice získáme základní fyzikální rovnici – dráha je rovna součinu rychlosti a času.

$$l = \frac{a \cdot t}{2} \quad [m] \quad (4.13)$$

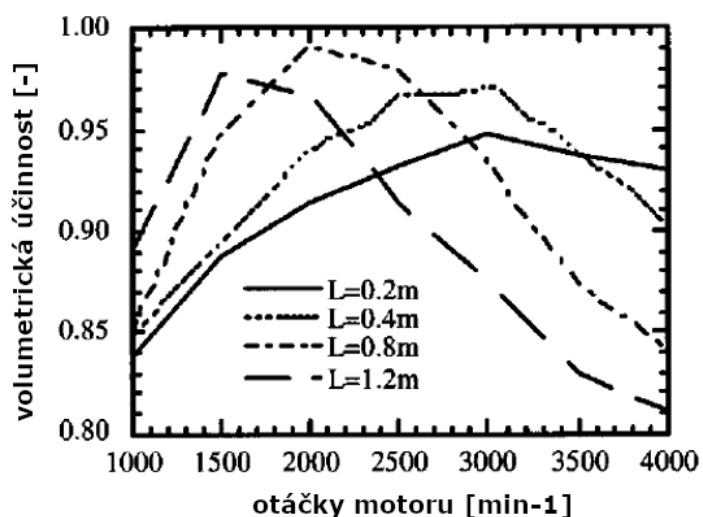
Teoretický optimální úhel otočení klikové hřídele mezi horní úvratí a odrazem tlakové vlny od ústí potrubí je u čtyřdobých motorů $\alpha_s = 90^\circ$. Úhel návratu odražené vlny je znázorněn na Obrázku 17. Sestavením vztahů 4.12 a 4.13 do rovnice a následnou úpravou získáme výsledný vztah pro výpočet délky sacího potrubí, který zohledňuje čas potřebný pro návrat tlakové vlny před uzavřením sacího ventilu[16]:

$$l = \frac{\alpha_s \cdot a}{12 \cdot n} = \frac{7,5 \cdot a}{n} \quad [\text{m}] \quad (4.14)$$



Obrázek 17: Průběh tlaku v sacím traktu během procesu sání [23]

Druhým důležitým parametrem je průměr potrubí, který je nutné přizpůsobit objemu válců motoru. Takto navržené potrubí využívá vlnový efekt pro plnění válců, čímž docílíme maximální plnicí účinnosti, ovšem pouze pro zvolené otáčky. Z grafu na Obrázku 18 je patrné, že pro různé otáčky motoru jsou vhodné různé délky sacího potrubí. Maximální plnicí účinnosti, respektive volumetrické účinnosti, lze docílit pomocí různých kombinací otáček motoru a délek potrubí. [15][16]



Obrázek 18: *Vliv délky sacího potrubí na objemovou účinnost motoru v závislosti na otáčkách jednoválcového motoru [22]*

Délka sacího potrubí je tedy zvolena zejména podle otáček, ve kterých je požadován maximální výkon motoru. Při požadavku dosažení vysoké plnicí účinnosti v nízkých i vysokých otáčkách motoru lze využít sací potrubí s regulovatelnou délkou.

5 Numerické modelování proudění tekutin

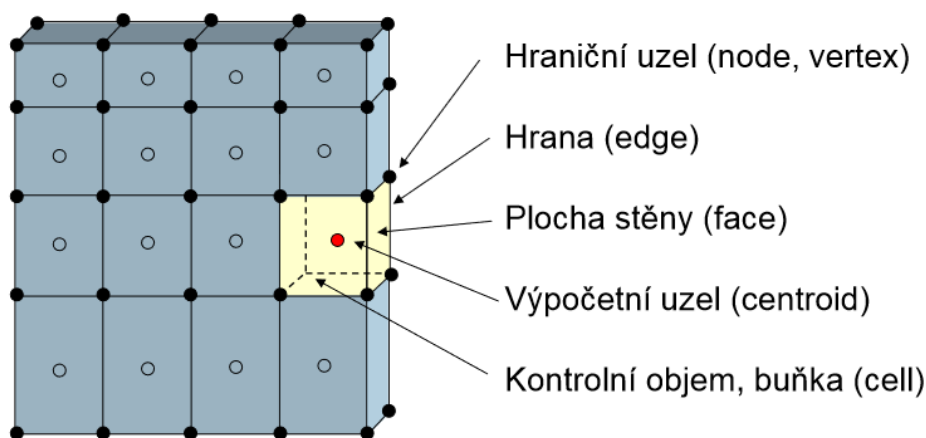
Počítačová dynamika tekutin (angl. Computational Fluid Dynamics, CFD) je numerická metoda, která se zabývá zejména prouděním tekutin. Mezi další oblasti CFD patří například simulace přenosu tepla a hmoty, případně řešení průběhu chemických reakcí. Numerické modelování představuje definici matematického modelu popisujícího charakter a fyzikální podstatu zkoumaného děje.

Principem numerického modelování je hledat diskrétní řešení ve velmi malých podoblastech, které vznikají diskretizací z původní spojité oblasti. Mezi diskretizační přístupy se řadí metoda konečných diferencí (MKD), metoda konečných prvků (MKP) a metoda konečných objemů (MKO). V oblasti simulace proudění tekutin převládá metoda konečných objemů, která bude popsána v následujícím textu. [12][13]

5.1 Metoda konečných objemů

Metoda konečných objemů spočívá ve třech základních krocích[12]:

- rozdělení řešené oblasti na konečný počet kontrolních objemů (podoblastí) pomocí výpočetní sítě, jednotlivé kontrolní objemy se nepřekrývají,
- výpočet neznámých veličin v kontrolních objemech a diskretizace, všechny proměnné jsou definovány v geometrických střezech kontrolních objemů (výpočetní uzly), hodnoty proměnných na okraji objemu jsou stanoveny interpolací,
- numerické řešení diskretizovaných rovnic.



Obrázek 19: Výpočetní síť rozložená do kontrolních objemů [14]

5.2 Matematické modely turbulence

Matematické modelování turbulentního proudění je stále ve fázi vývoje a pro dosažení přesných výsledků simulace je nutné zvolit správný turbulentní model. Žádný z dostupných modelů turbulence není vhodný plošně pro všechny typy výpočetních úloh. Volba modelu závisí zejména na charakteru proudění, požadované přesnosti výsledků, technických parametrech použité výpočetní techniky a množství času. V současnosti existují tři základní přístupy numerického modelování turbulence[12]:

- a) DNS (Direct Numerical Simulation) - metoda přímé simulace,
- b) LES (Large Eddy Simulation) - metoda velkých vírů,
- c) RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations) - metoda časového středování.

Nejpoužívanější je metoda RANS, jejíž velkou výhodou jsou nižší nároky na výpočetní techniku a kratší výpočetní čas. Vzhledem k této skutečnosti jsem vybíral turbulentní model z této kategorie.

Modely RANS řeší všechny velikosti turbulentních vírů a počítají časově zprůměrované hodnoty veličin. Do této skupiny patří například model Spalart-Allmaras, k - ε a k - ω . Jednotlivé modely se liší v počtu a typu transportních rovnic. [12]

5.2.1 Model k - ε standard

Pro řešení simulace proudění v airboxu jsem zvolil model k - ε standard. Jedná se o nejběžnější model turbulence, který řeší dvě samostatné transportní rovnice. Ze základního standardního modelu jsou dále odvozené modifikace k - ε Realizable a RNG k - ε . Všechny uvedené modely řeší rovnice pro turbulentní kinetickou energii k a disipaci kinetické energie ε a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity dle Boussinesquovy hypotézy. [12]

5.3 Postup řešení CFD simulace

K řešení numerických modelů existuje řada komerčních programů, v rámci této diplomové práce byla CFD simulace uskutečněna v programu ANSYS Fluent 2020 R2, který obsahuje širokou škálu numerických modelů a umožňuje modelovat stacionární i nestacionární proudění tekutin. Postup řešení v praktické části této diplomové práce lze rozdělit do tří hlavních etap, které se skládají z několika dílčích částí:

a) Pre-processing

- tvorba geometrie modelu,
- diskretizace modelu (tvorba výpočetní sítě),
- specifikace okrajových podmínek,

b) Processing

- nastavení numerického modelu proudění,
- inicializace výpočtu,

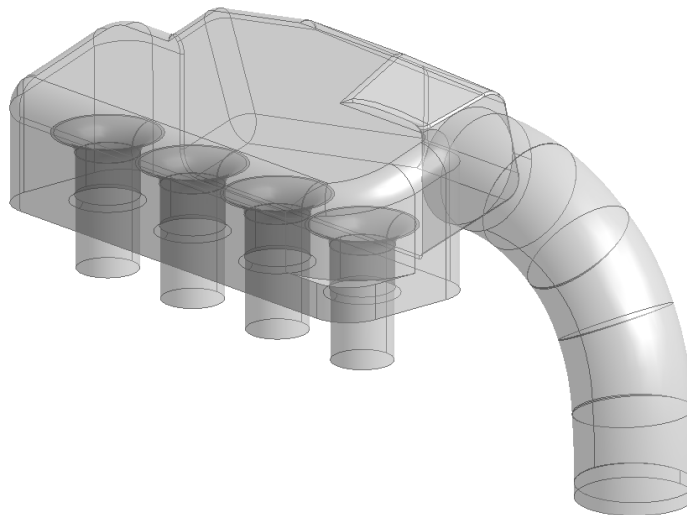
c) Post-processing

- analýza a vyhodnocení výsledků,
- vizualizace výsledků.

V rámci této kapitoly budou popsány první dvě části, které jsou pro všechny posuzované varianty airboxu totožné. V následující kapitole budou jednotlivé varianty popsány a vyhodnoceny, včetně vizualizace a vzájemného porovnání výsledků.

5.3.1 Tvorba geometrie modelu

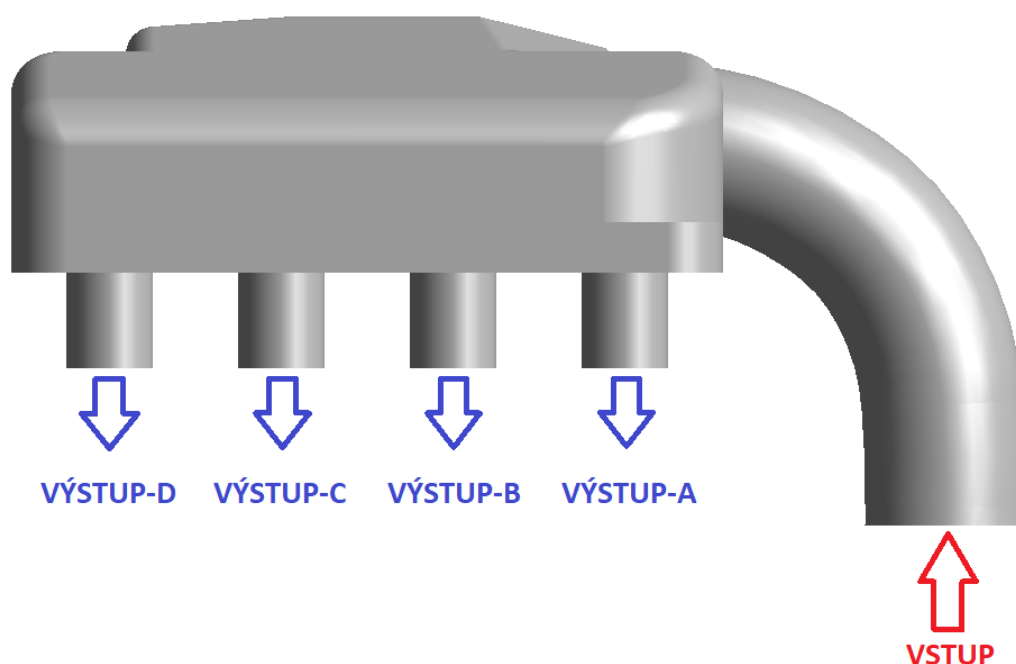
Pro tvorbu 3D geometrie lze využít ANSYS Design Modeler, který je součástí programu ANSYS Fluent, tento nástroj ovšem není vhodný pro tvorbu složitější geometrie. Z tohoto důvodu jsem pro tvorbu modelu zvolil program Autodesk Inventor 2021. Zhotovenou geometrii airboxu bylo následně nutné převést do formátu STEP a naimportovat do prostředí ANSYS Design Modeler.



Obrázek 20: Naimportovaný model do prostředí ANSYS Design Modeler

Vymodelovaná geometrie představuje vnitřní objem tělesa, tj. prostor, který zaujímá proudící vzduch. Pro zjednodušení pozdějšího procesu nastavování numerického modelu proudění je geometrie airboxu zhotovená jako jedno těleso, včetně vstupního kanálu a vystupujících nátrubků.

V rámci práce s geometrií modelu bylo definováno značení všech vnějších ploch modelu, k takto označeným plochám budou dále přiřazeny okrajové podmínky. Na Obrázku 21 jsou vyznačeny polohy vstupu a výstupů, ostatní plochy modelu jsou definovány jako pevná stěna.

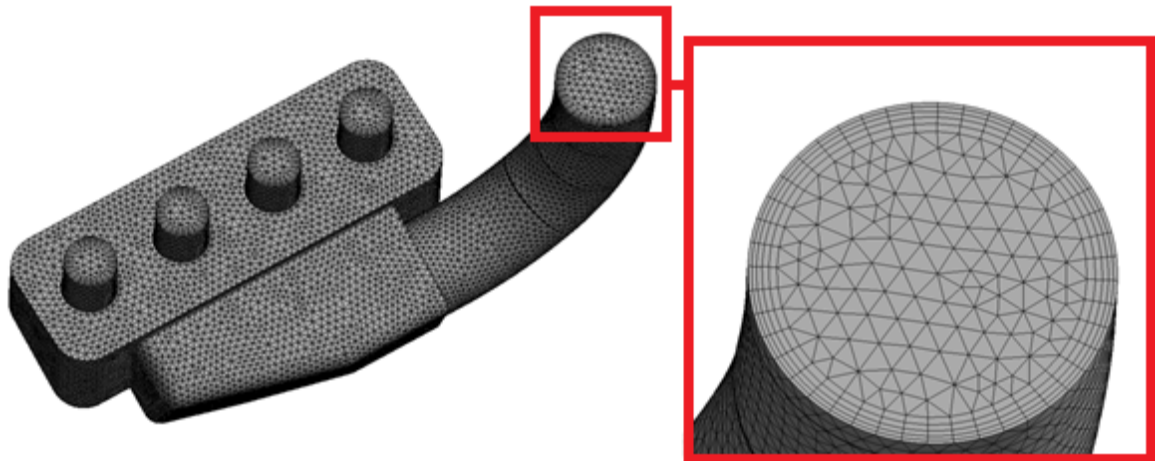


Obrázek 21: Grafické znázornění vstupních a výstupních okrajových podmínek

5.3.2 Diskretizace modelu

Po dokončení všech úprav a nastavení geometrického modelu bylo možné přejít k jeho diskretizaci, tj. vytvoření objemové výpočetní sítě. Tvorbu výpočetní sítě lze zařadit mezi nejdůležitější úkony během CFD simulace, jelikož kvalita sítě má významný vliv na pozdější výpočet. Pro přesné výsledky CFD simulace je potřeba vytvořit dostatečně kvalitní výpočetní síť. Nastavení sítě a posouzení její kvality je vždy vhodné realizovat pro každou konkrétní úlohu. Obecně však platí, že čím je výpočetní síť jemnější (má více elementárních buněk), o to víc je kvalitnější. Zároveň je nutné zohlednit fakt, že s rostoucím počtem prvků se prodlužuje čas výpočtu.

Výpočetní síť pro 3D simulaci lze vytvořit z několika typů objemových prvků. Pro účely této simulace byla výpočetní síť vytvořena u všech variant modelu ze čtyřstěnných buněk. Základní výpočetní síť je dále doplněná o prizmatickou vrstvu v okolí stěn. Tato vrstva je tvořena ortogonálními obdélníkovými prvky a umožňuje přesněji simulovat rychlostní profil proudění v bezprostřední blízkosti stěny, v tzv. mezní vrstvě.



Obrázek 22: Výpočetní síť na původní variantě modelu s detailem na prizmatickou vrstvu

5.3.3 Specifikace okrajových podmínek

Vstup do airboxu je umístěn na volném konci sacího hrdla a je definován jako “Mass Flow Inlet“, tj. hmotnostní průtoková podmínka, která je vhodná pro simulaci proudění stlačitelných tekutin. Tato vstupní podmínka je definována konstantním hmotnostním průtokem \dot{m}_{vstup} a teplotou vzduchu t . Uvažujeme teplotu vzduchu $t = 20^\circ\text{C}$. Hodnota hmotnostního průtoku odpovídá teoretickému objemu vzduchu, který jsou schopny pojmout všechny válce za jednotku času:

$$\dot{m}_{\text{vstup}} = \rho_{\text{vz}} \cdot V_M \cdot \frac{n_M}{60 \cdot 2} = 1,205 \cdot 2155 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{5000}{60 \cdot 2} = 0,108199 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.01)$$

kde:

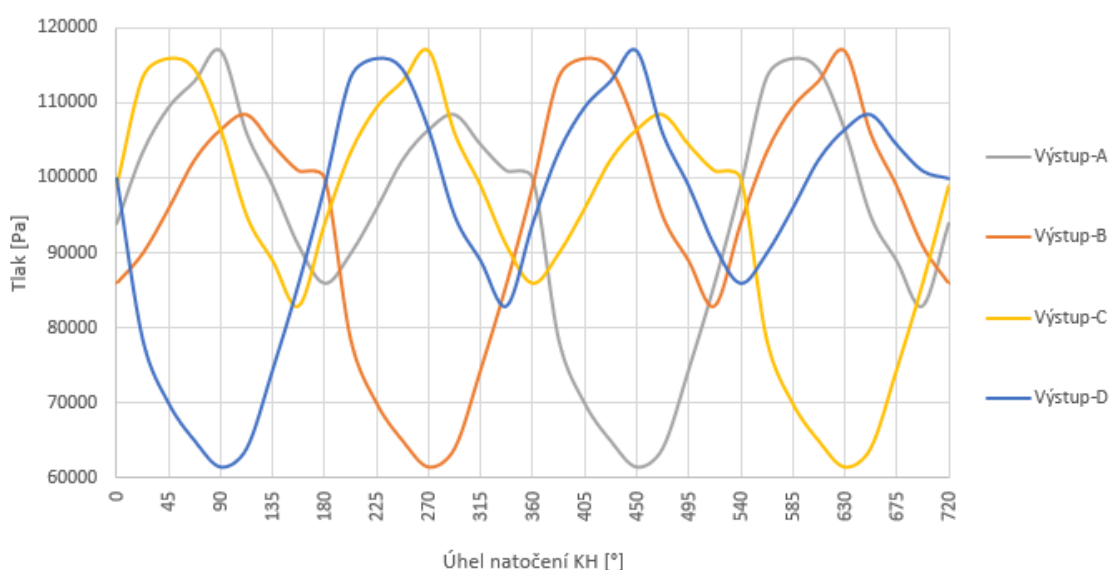
ρ_{vz} [kg · m⁻³] hustota vzduchu

V_M [cm³] objem motoru

n_M [min⁻¹] otáčky motoru

Poznámka: 1 sací cyklus = 2 otáčky klikové hřídele; výpočetní otáčky $n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$

Na výstupech z nátrubků je definována tlaková okrajová podmínka “Pressure Outlet“, která je definována průběhem tlaku na konci jednotlivých nátrubků v závislosti na čase a úhlu natočení klikové hřídele. Pomocí tohoto průběhu lze nasimulovat nestacionární proudění v sacím traktu. Jednotlivé průběhy jsou odstupňovány podle pořadí zapalování válců a úhlu natočení klikové hřídele. Pořadí zapalování je 1–3–4–2, což odpovídá zavedenému značení D–B–A–C (značení viz. Obrázek 21). Průběhy tlaku na jednotlivých výstupech jsou graficky znázorněny na Obrázku 23.



Obrázek 23: Průběh tlaku na jednotlivých výstupech za 1 cyklus

Ostatní plochy, které představují vnější konstrukci modelu, jsou definovány standardní stěnovou okrajovou podmínkou “Wall“. Poslední okrajovou podmínkou je “Interior“, což je podmínka představující vnitřní objem modelu, ve kterém bude simulováno proudění vzduchu.

Jelikož se jedná o atmosféricky plněný spalovací motor, proudícím médiem je vzduch nasávaný z okolí. Fyzikální parametry vzduchu byly definovány jako konstanty, což po několika zkušebních výpočtech prokázalo snížení počtu potřebných iterací pro dosažení konvergentního řešení. Vstupní parametry odpovídající teplotě $t = 20^{\circ}\text{C}$:

- Hustota: $\rho_{\text{vz}} = 1,205 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
- Dynamická viskozita: $\eta = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}]$

5.3.4 Nastavení numerického modelu proudění a inicializace výpočtu

Hodnoty tlaku na výstupech byly naměřeny vždy po 22,5° otočení klikové hřídele a na základě této hodnoty byla stanovena délka časového kroku výpočtu. Výpočet délky časového kroku:

$$\Delta t = \frac{\alpha \cdot 60}{n_M \cdot 360} = \frac{22,5 \cdot 60}{5000 \cdot 360} = 7,5 \cdot 10^{-4} \quad [\text{s}] \quad (5.02)$$

kde:

α [°] úhel natočení klikové hřídele

V prvním nasimulovaném sacím cyklu byly výsledky u prvního výstupu zkesleny tím, že proudění vzduchu v airboxu nebylo ovlivněno předchozím sáním ostatních válců. Bylo tedy potřeba nasimulovat “běžný” sací cyklus. Simulovány byly dva po sobě jdoucí sací cykly, tj. 4 otáčky klikové hřídele a vyhodnoceny výsledky vždy z druhého cyklu.

Před výpočtem proběhla standardní inicializace výpočtu podle vstupu. Pro každý časový krok byl zvolen maximální počet 30 iterací. Celkový počet iterací byl u všech variant přibližně 2 000, po kterých bylo možné výpočet označit jako konvergentní. Hodnoty reziduí klesly v každém časovém kroku pod hodnotu $1 \cdot 10^{-3}$, což byla zvolená hranice pro dosažení konvergence.

Kromě konvergence lze správnost výsledků kontrolovat použitím rovnice kontinuity (4.03). Součet všech hmotnostních průtoků na výstupech by měl odpovídat hmotnostnímu průtoku na vstupu. Kontrola podle následujícího vztahu byla provedena vždy pro časový interval odpovídající délce jednoho cyklu.

$$\dot{m}_{\text{vstup}} = \dot{m}_A + \dot{m}_B + \dot{m}_C + \dot{m}_D \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.03)$$

kde:

\dot{m}_x [kg · s⁻¹] hmotnostní průtok výstupem x

6 Návrh konstrukčních úprav airboxu

6.1 Popis a vyhodnocení jednotlivých variant airboxu

Před návrhem nové varianty je vhodné provést simulaci proudění na sériově vyráběném airboxu, čímž budou zjištěny jeho nedostatky, které se dále budu snažit minimalizovat, případně úplně odstranit. Původní originální airbox je tedy variantou č. 1, která bude sloužit jako základ pro srovnání a vyhodnocení nově navržených variant.

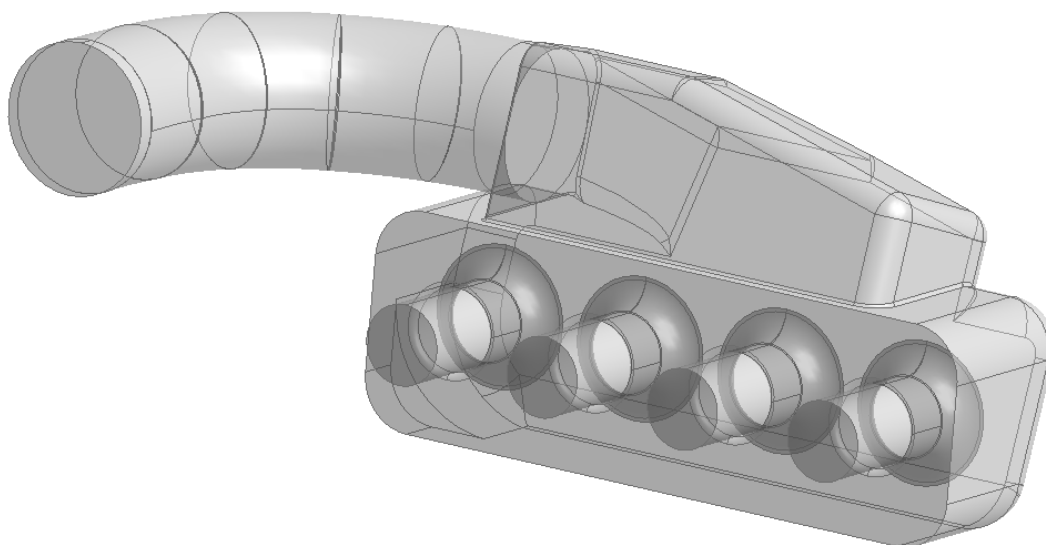
U všech upravených variant je zachována poloha vstupu a jednotlivých výstupů tak, aby každá varianta byla plně kompatibilní se sériově vyráběným motorem. Zároveň je nutné respektovat geometrické limity, které jsou dány velikostí a uspořádáním motorového prostoru. Pohled do motorového prostoru je zobrazen na Obrázku 24, airbox je umístěn za prostředním sedadlem.



Obrázek 24: Pohled na uložení sací soustavy v motorovém prostoru [21]

6.1.1 Varianta č. 1

Jak už bylo popsáno v předchozím textu, první variantou je sériově vyráběný airbox. Nevýhodou této varianty je místo spojení sacího hrdla a samotného těla airboxu. Vzduch proudící z místa spoje do nátrubků B, C a D proudí přímo, bez nutnosti obtékání jakýchkoliv překážek. Naopak nátrubek A je částečně “schovaný” za stěnou airboxu. Výsledkem je výrazně nižší hmotnostní průtok než u ostatních nátrubků. Sériová varianta airboxu je vyobrazena na Obrázku 25.



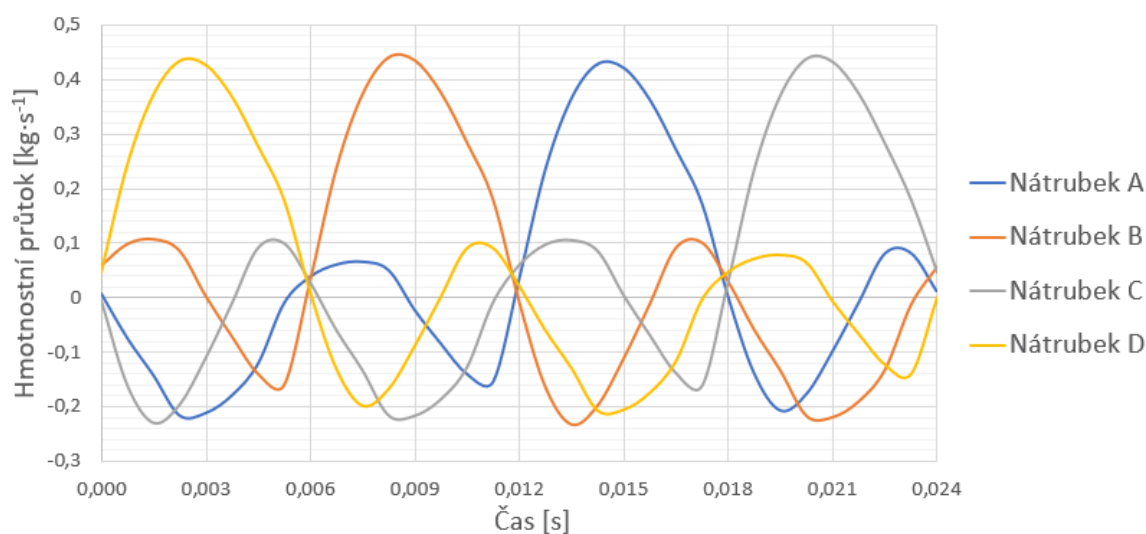
Obrázek 25: Model airboxu – varianta č. 1

V Tabulce 2 jsou vypsány hmotnostní průtoky vzduchu do jednotlivých válců motoru za 1 sací cyklus. Částice vzduchu vystupují ze sacího hrdla do airboxu, kde jejich proudnice mění svůj směr podle nátrubku, do kterého proudí. Výsledné rozložení průtoků dopadlo podle očekávání, nejmenší množství vzduchu je nasáváno do válce A, hodnoty průtoků u ostatních válců mají postupně rostoucí trend podle polohy nátrubku (od A do D).

Hmotnostní průtok do válce A	\dot{m}_A	0,022559	kg/s	0,541424	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce B	\dot{m}_B	0,026995	kg/s	0,647873	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce C	\dot{m}_C	0,029088	kg/s	0,698120	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce D	\dot{m}_D	0,030390	kg/s	0,729348	g/cyklus

Tabulka 2: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 1

Větší úhel zakřivení proudnice způsobuje nárůst hydraulických ztrát a tedy i nižší hmotnostní průtok do daného válce. Tento úhel je u nátrubku D minimální, naopak u nátrubku A dosahuje, vzhledem k tvaru airboxu, až 180°. Proudnice při plnění krajních válců jsou znázorněny na Obrázku 27 a Obrázku 28 na další straně. Cílem dalších úprav bude zlepšení proudění v přední části airboxu ve směru proudění, kde jsou umístěny nátrubky A a B, čímž budu chtít dosáhnout vyrovnání hmotnostních průtoků skrz jednotlivé výstupy. Časový průběh hmotnostních průtoků přes jednotlivé výstupy je vyobrazen na Obrázku 26.

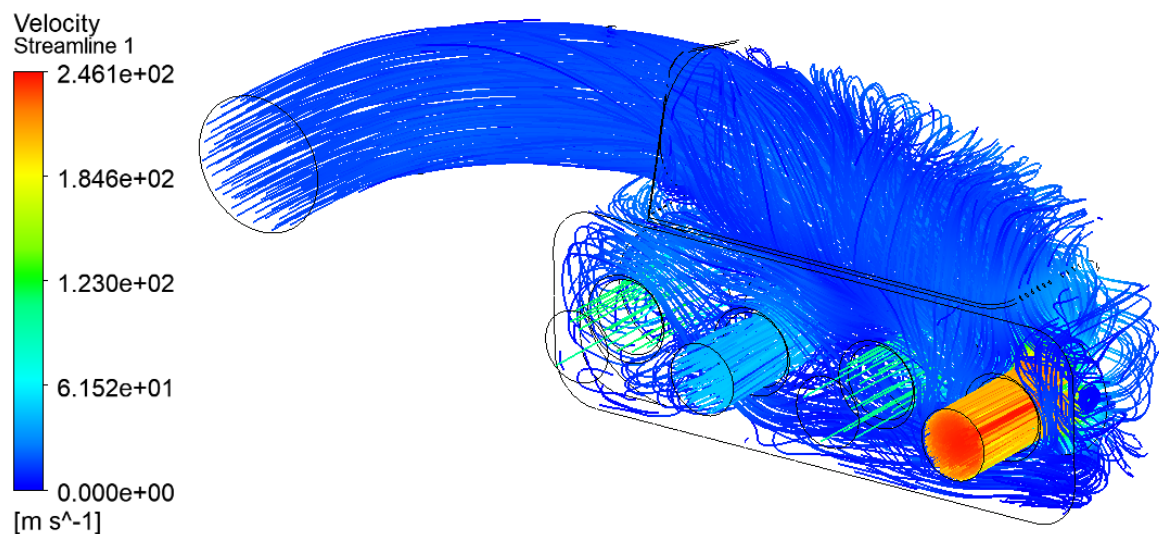


Obrázek 26: Hmotností průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 1

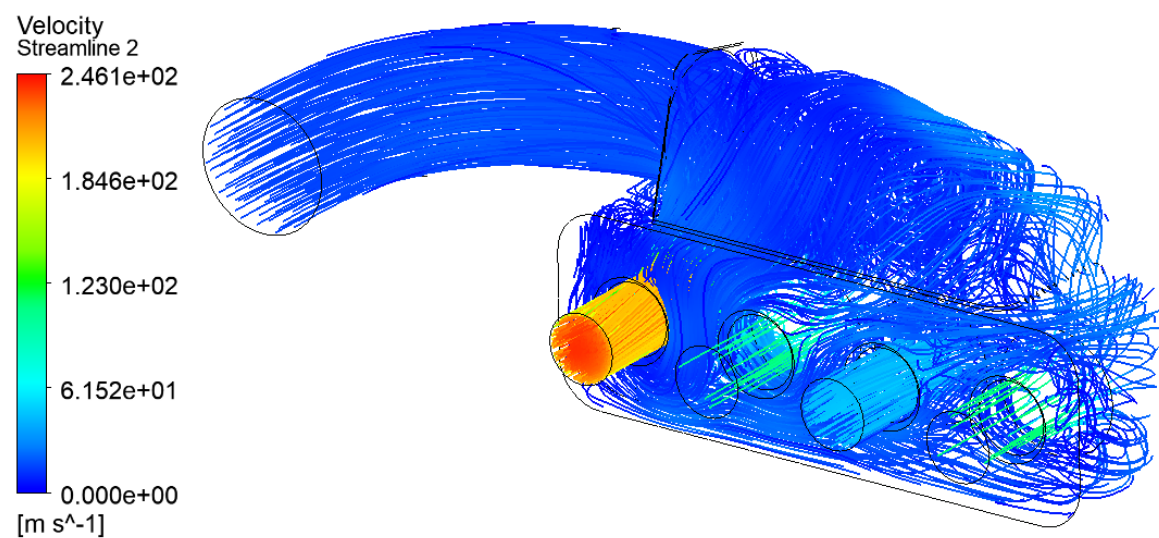
V Tabulce 3 je vypsán hmotnostní průtok na vstupu a součet hmotnostních průtoků přes všechny výstupy za jeden sací cyklus. Tyto hodnoty by měly být stejné, rozdíl je v řádu desetitisícin (v kg/s), což odpovídá stanovené míře pro konvergenci a výpočet tak lze označit za správný. Procentuální rozdíl obou hodnot je přibližně 0,77%.

Hmotnostní průtok na vstupu	\dot{m}_{vstup}	0,108199	kg/s	2,596775	g/cyklus
Hmotnostní průtok na výstupech	$\dot{m}_{\text{výstup}}$	0,109032	kg/s	2,616765	g/cyklus
Rozdíl	Δm	0,000833	kg/s	0,019990	g/cyklus
Procentuální rozdíl	Δm	+0,7698			%

Tabulka 3: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 1



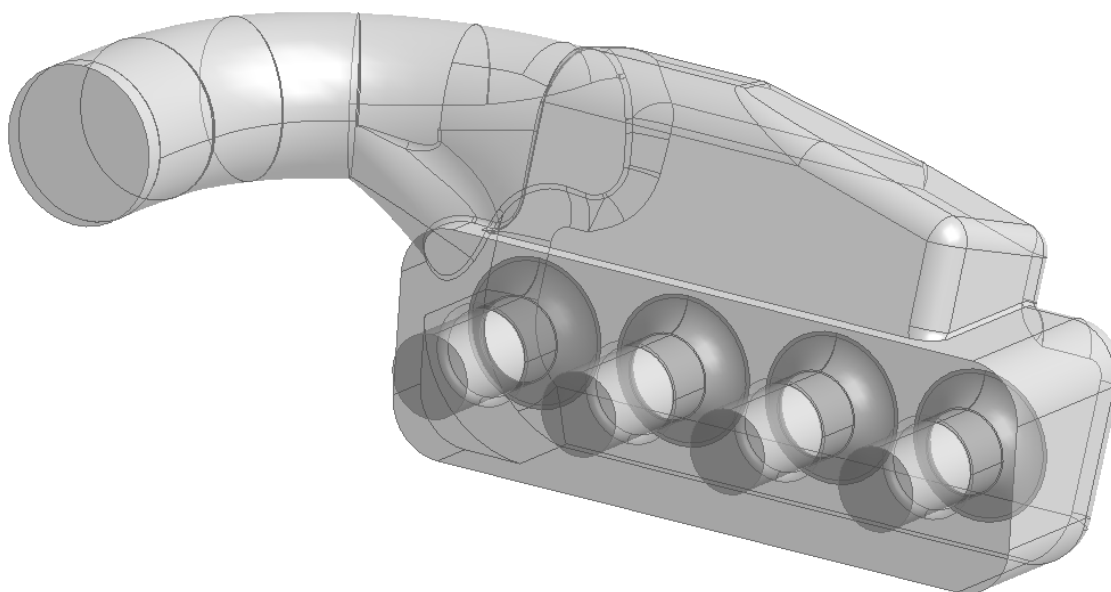
Obrázek 27: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 1



Obrázek 28: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 1

6.1.2 Varianta č. 2

Další geometrie airboxu vznikla úpravou předchozí varianty. Zásadní změnou, kterou jsem u této varianty provedl, je rozšíření vstupního hrdla v místě spojení s airboxem. Tato korekce má zlepšit proudění vzduchu směrem k nátrubku A, vzduch bude moci proudit přímo bez obtékání stěny airboxu. Hlavním účelem posouzení této varianty je zjistit, jestli a jak velký vliv má samotné rozšíření sacího hrdla na plnění jednotlivých válců. Upravená varianta modelu je vyobrazena na Obrázku 29.



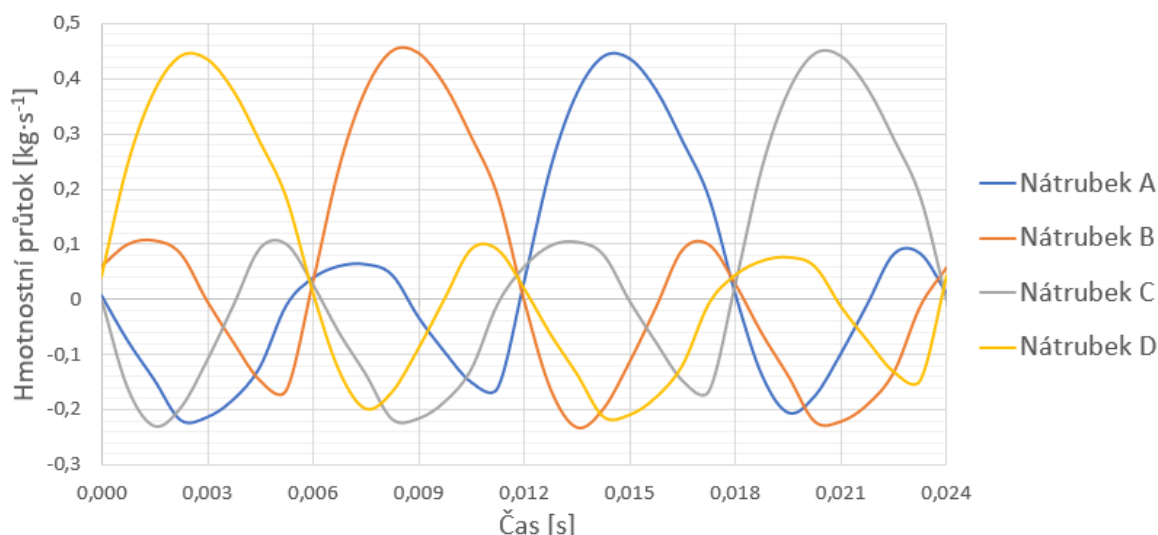
Obrázek 29: Model airboxu – varianta č. 2

Hmotnostní průtoky se podařilo pomocí změny geometrie sacího hrdla ovlivnit pouze částečně. Rozhodující nátrubek A zaznamenal navýšení hmotnostního průtoku přibližně o 0,01g za jeden sací cyklus. Stejně jako u původní varianty, hmotnostní průtoky postupně rostou od výstupu A k výstupu D.

Hmotnostní průtok do válce A	\dot{m}_A	0,022996	kg/s	0,551915	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce B	\dot{m}_B	0,026968	kg/s	0,647221	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce C	\dot{m}_C	0,029057	kg/s	0,697363	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce D	\dot{m}_D	0,029898	kg/s	0,717553	g/cyklus

Tabulka 4: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 2

Rozšíření sacího hrdla má vliv zejména na primární tlakovou vlnu, která u jednotlivých nátrubků nevykazuje výrazně odlišné hodnoty. Z časového průběhu hmotnostních toků, který je vyobrazen na Obrázku 30, lze usuzovat, že hlavní příčinou nerovnoměrnosti hmotnostních toků přes jednotlivé výstupy je dodatečné plnění válců pomocí tlakových vln. Účinnost použití rozšířeného sacího hrdla se prokázala (částečně), tudíž jej využijí i u příští varianty.



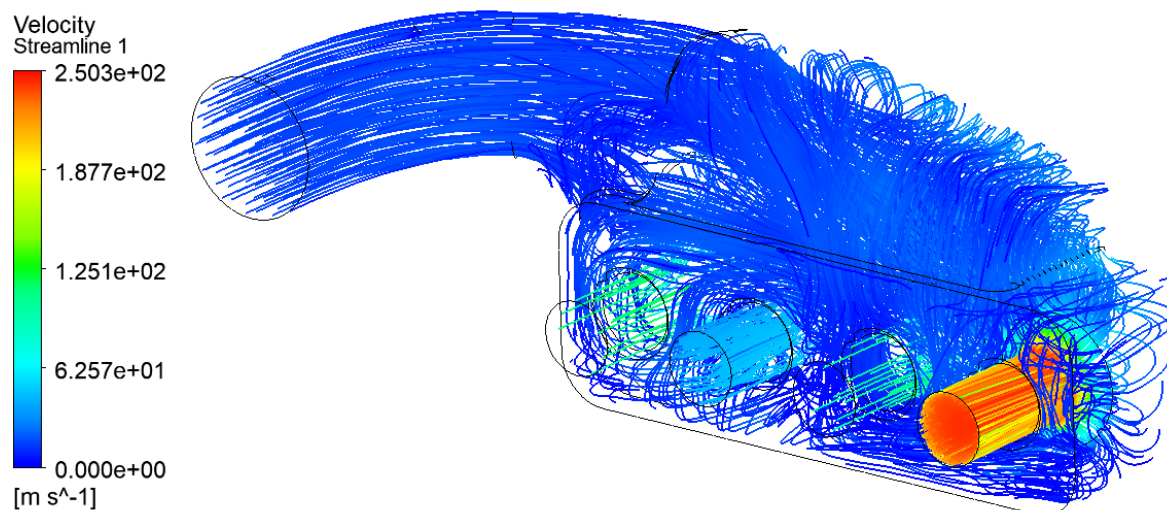
Obrázek 30: Hmotnostní průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 2

Byla provedena kontrola správnosti řešení, hodnoty hmotnostního průtoku na vstupu a celkového průtoku na výstupech jsou vypsány v Tabulce 5. Rozdíl hodnot je v řádu desetitisícin (v kg/s), výpočet lze opět označit za správný. Procentuální rozdíl obou hodnot je přibližně 0,67%.

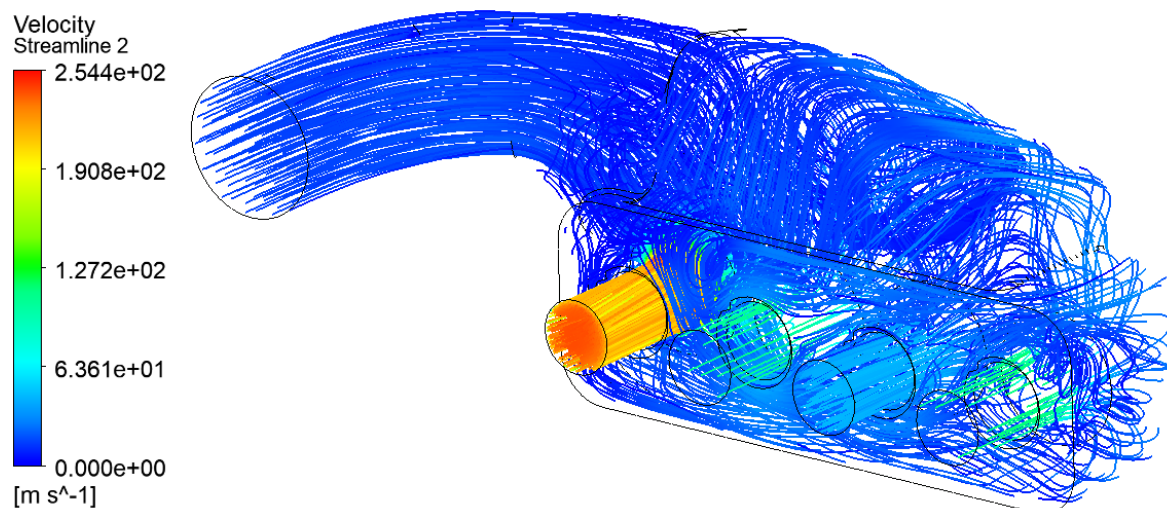
Hmotnostní průtok na vstupu	\dot{m}_{vstup}	0,108199	kg/s	2,596775	g/cyklus
Hmotnostní průtok na výstupech	$\dot{m}_{\text{výstup}}$	0,108919	kg/s	2,614053	g/cyklus
Rozdíl	Δm	0,000720	kg/s	0,017278	g/cyklus
Procentuální rozdíl	Δm	+0,6656			%

Tabulka 5: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 2

Rychlostní profily proudnic při plnění krajních válců jsou vyobrazeny na Obrázku 31 a Obrázku 32.



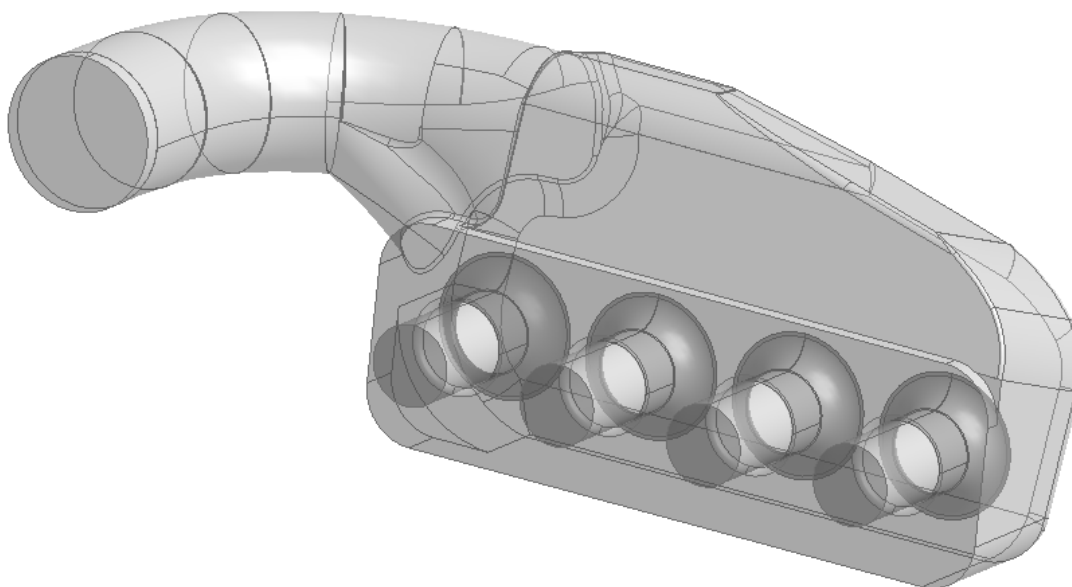
Obrázek 31: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 2



Obrázek 32: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 2

6.1.3 Varianta č. 3

V pořadí třetí geometrie airboxu je inspirována již realizovanou přestavbou a navazuje na variantu č. 2. Kromě využití rozšířeného sacího hrdla došlo k zaoblení protějšího rohu. V tomto místě docházelo k zúžení průřezu airboxu a zrychlení proudícího vzduchu směrem k nátrubku D. Navíc zde docházelo ke vzniku turbulentních vírů. Takto upravená varianta modelu je vyobrazena na Obrázku 33.



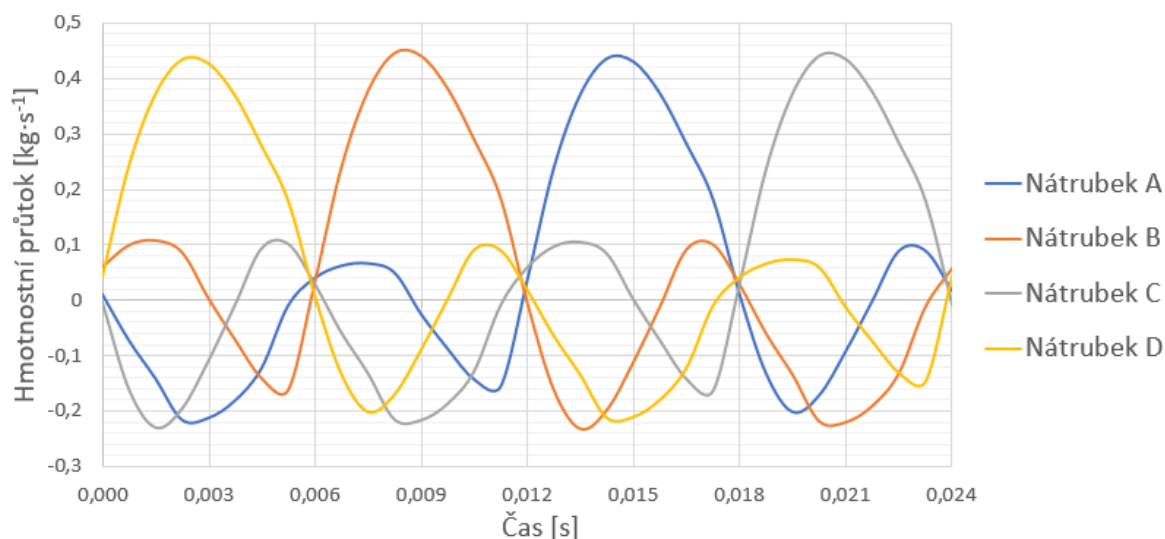
Obrázek 33: Model airboxu – varianta č. 3

Z Tabulky 6 vyplývá, že hmotnostní průtoky na jednotlivých výstupech jsou rovnoměrnější než u sériového airboxu. Podařilo se přesunout hmotnostní tok do přední části airboxu po směru proudění, nejvýraznější nárůst je u nátrubku A (přibližně o 0,05g za 1 sací cyklus oproti sériové variantě), naopak nejvýraznější pokles je u nátrubku D (přibližně o 0,06g za 1 sací cyklus oproti sériové variantě).

Hmotnostní průtok do válce A	\dot{m}_A	0,024917	kg/s	0,598009	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce B	\dot{m}_B	0,027309	kg/s	0,655416	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce C	\dot{m}_C	0,029131	kg/s	0,699152	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce D	\dot{m}_D	0,027630	kg/s	0,663118	g/cyklus

Tabulka 6: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 3

U nátrubků B, C a D došlo téměř k vyrovnaní hmotnostního průtoku, ale u nátrubku A je průtok stále výrazně nižší. Rozšířené hrdlo sice umožňuje přímé proudění do tohoto nátrubku, ovšem trajektorie velké části proudících částic stále kopírují horní stěnu nadstavby airboxu. Zaoblení rohu naproti vstupu výrazně omezilo tvorbu turbulentních vírů v jeho bezprostřední blízkosti. Rychlostní profily proudnic při plnění krajních válců jsou znázorněny na Obrázku 35 a Obrázku 36 na další straně.



Obrázek 34: Hmotnostní průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 3

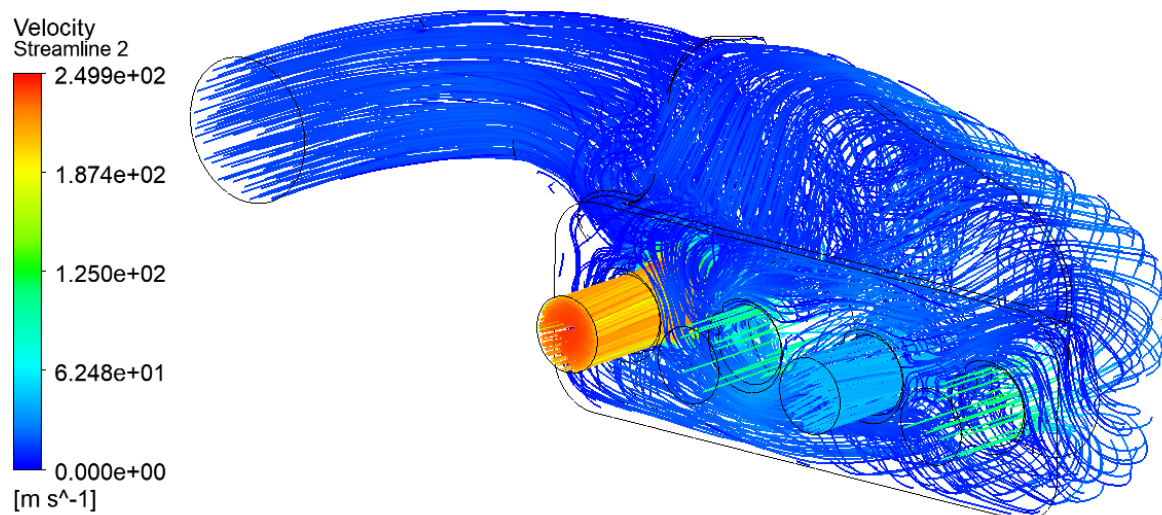
Opět byla provedena kontrola správnosti řešení, hodnoty hmotnostních průtoků jsou vypsány v Tabulce 7. Rozdíl hodnot je v řádu desetitisícin (v kg/s), výpočet lze opět označit za správný. Procentuální rozdíl obou hodnot je přibližně 0,73%.

Hmotnostní průtok na vstupu	\dot{m}_{vstup}	0,108199	kg/s	2,596775	g/cyklus
Hmotnostní průtok na výstupech	$\dot{m}_{\text{výstup}}$	0,108987	kg/s	2,615695	g/cyklus
Rozdíl	Δm	0,000788	kg/s	0,018920	g/cyklus
Procentuální rozdíl	Δm	+0,7286			%

Tabulka 7: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 3



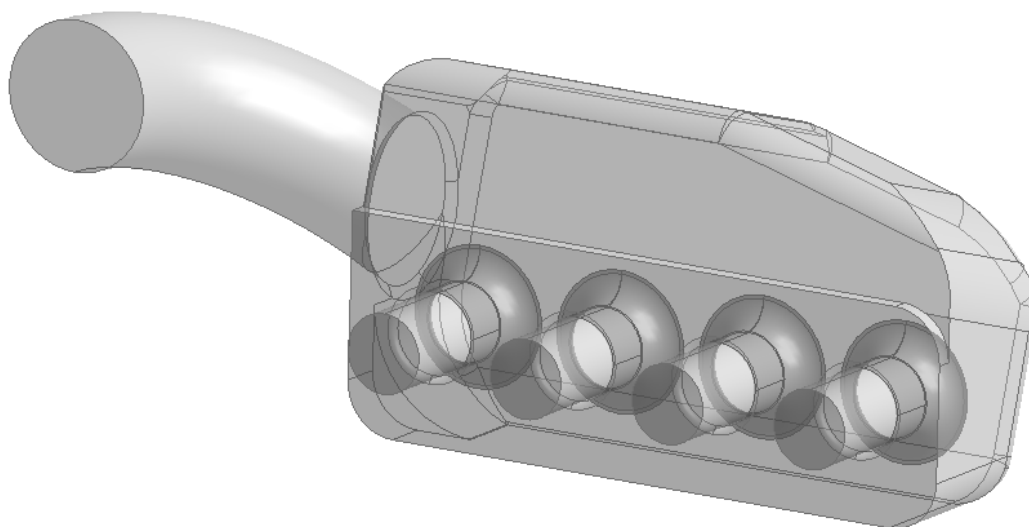
Obrázek 35: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 3



Obrázek 36: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 3

6.1.4 Varianta č. 4

Poslední varianta vznikla na základě poznatků získaných z předchozích variant. Navržená úprava vstupního hrdla, které přivádí vzduch přímo do prostoru nad nátrubky, by měla pomoci vyrovnat hmotnostní průtoky na všech výstupech. Upravená varianta č. 4 je vyobrazena na Obrázku 37.



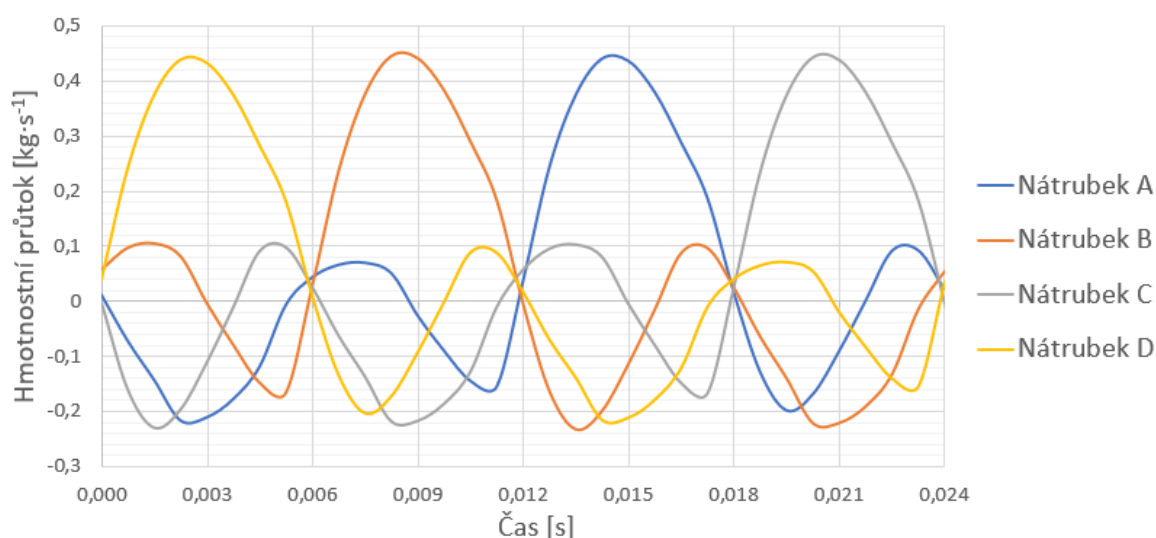
Obrázek 37: Model airboxu – varianta č. 4

Hmotnostní průtok na nátrubku A se podařilo výrazně navýšit (přibližně o 0,13g za 1 sací cyklus oproti sériové variantě), což má za následek téměř vyrovnané plnění všech válců motoru. Všechny hmotnostní průtoky se pohybují v rozmezí 0,026÷0,028 kg/s. Naměřené hodnoty hmotnostních průtoků na všech výstupech pro poslední variantu airboxu jsou uvedeny v Tabulce 8.

Hmotnostní průtok do válce A	\dot{m}_A	0,027862	kg/s	0,668695	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce B	\dot{m}_B	0,026467	kg/s	0,635198	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce C	\dot{m}_C	0,027818	kg/s	0,667634	g/cyklus
Hmotnostní průtok do válce D	\dot{m}_D	0,026735	kg/s	0,647634	g/cyklus

Tabulka 8: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 4

Časový průběh hmotnostních průtoků je u všech variant téměř totožný, primární a první odražená tlaková vlna zajišťují plnění všech válců přibližně stejným množstvím vzduchu. Následující odražená vlna už má nižší efekt u krajních nátrubků (A, D), protože v danou chvíli proudí největší množství vzduchu do vedlejšího nátrubku a sání do krajního nátrubku je tím do jisté míry omezeno.



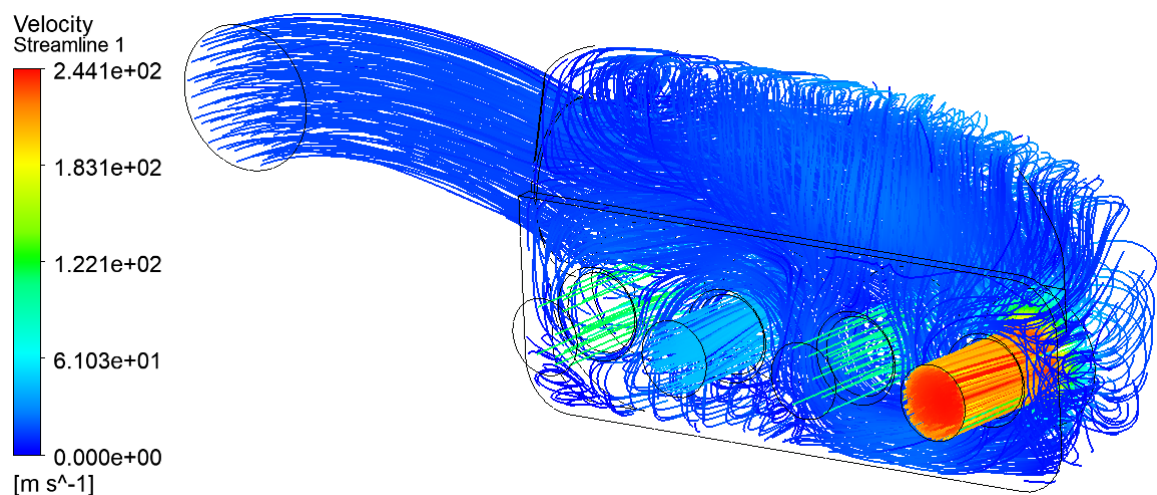
Obrázek 38: Hmotností průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 4

Znovu byla provedena kontrola správnosti řešení, hodnoty hmotnostních průtoků jsou vypsány v Tabulce 9. Rozdíl hodnot je v řádu desetitisícin (v kg/s), výpočet lze opět označit za správný. Procentuální rozdíl obou hodnot je přibližně 0,63%. Přesnost řešení všech variant je obdobná, tudíž výsledky lze mezi sebou porovnat.

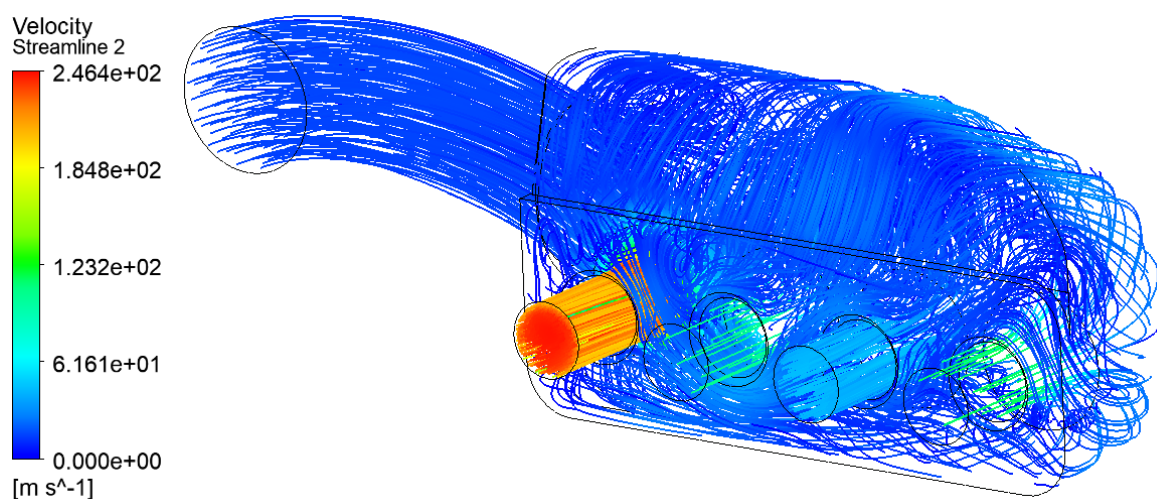
Hmotnostní průtok na vstupu	\dot{m}_{vstup}	0,108199	kg/s	2,596775	g/cyklus
Hmotnostní průtok na výstupech	$\dot{m}_{\text{výstup}}$	0,108882	kg/s	2,613167	g/cyklus
Rozdíl	Δm	0,000683	kg/s	0,016392	g/cyklus
Procentuální rozdíl	Δm	+0,6312			%

Tabulka 9: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 4

Rychlostní profily proudnic při plnění krajních válců jsou vyobrazeny na Obrázku 39 a Obrázku 40.



Obrázek 39: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 4



Obrázek 40: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 4

6.2 Kritéria pro vyhodnocení výsledků

V předchozím textu byly popsány výsledky, získané pomocí CFD simulace, všech posuzovaných variant. Tyto výsledky lze dále využít pro porovnání jednotlivých variant mezi sebou. Hlavním hodnotícím kritériem je naměřený hmotnostní průtok na výstupu z nátrubků. Pro automobily laděné na maximální výkon je cílem dosažení maximálních hmotnostních průtoků vzduchu, což umožňuje do směsi přidat větší množství paliva. V našem případě byly provedeny úpravy za účelem vyrovnaní hmotnostních průtoků na všech výstupech.

Rovnoměrné plnění válců je klíčové pro tvorbu směsi, což má rozhodující vliv na parametry motoru, spotřebu paliva a tvorbu emisí. Spalovací motory přeměňují spalováním chemicky vázanou energii paliva na teplo. Ke spalování paliva je potřeba kyslík, který je dodáván ve vzduchu přes sací potrubí, vzniká tedy směs vzduchu a paliva, kterou je potřeba připravit v určitém poměru. Pro úplné (dokonalé) spálení paliva byl stanoven tzv. stechiometrický poměr, který udává teoreticky ideální poměr vzduchu a paliva. Hodnota se vždy vztahuje na použité palivo. Pro benzín je ideální směšovací poměr přibližně 14,7:1, tj. 14,7 kg vzduchu na 1 kg paliva. V závislosti na použitých aditivech, tj. v závislosti na chemickém složení, se může hodnota směšovacího poměru lišit v řádu několika desetín. [25]

6.2.1 Součinitel přebytku vzduchu

Z mnoha příčin není vždy dosaženo ideálního směšovacího poměru, fakticky se setkáme s poměry 12:1 až 18:1.[25] Pro posouzení složení směsi slouží součinitel přebytku vzduchu λ , který je dán poměrem hmotnosti skutečně přivedeného vzduchu a teoretické hmotnosti pro ideální směšovací poměr[26]:

$$\lambda = \frac{m_{vz}}{m_{pal} \cdot L_t} \quad [-] \quad (6.01)$$

kde:

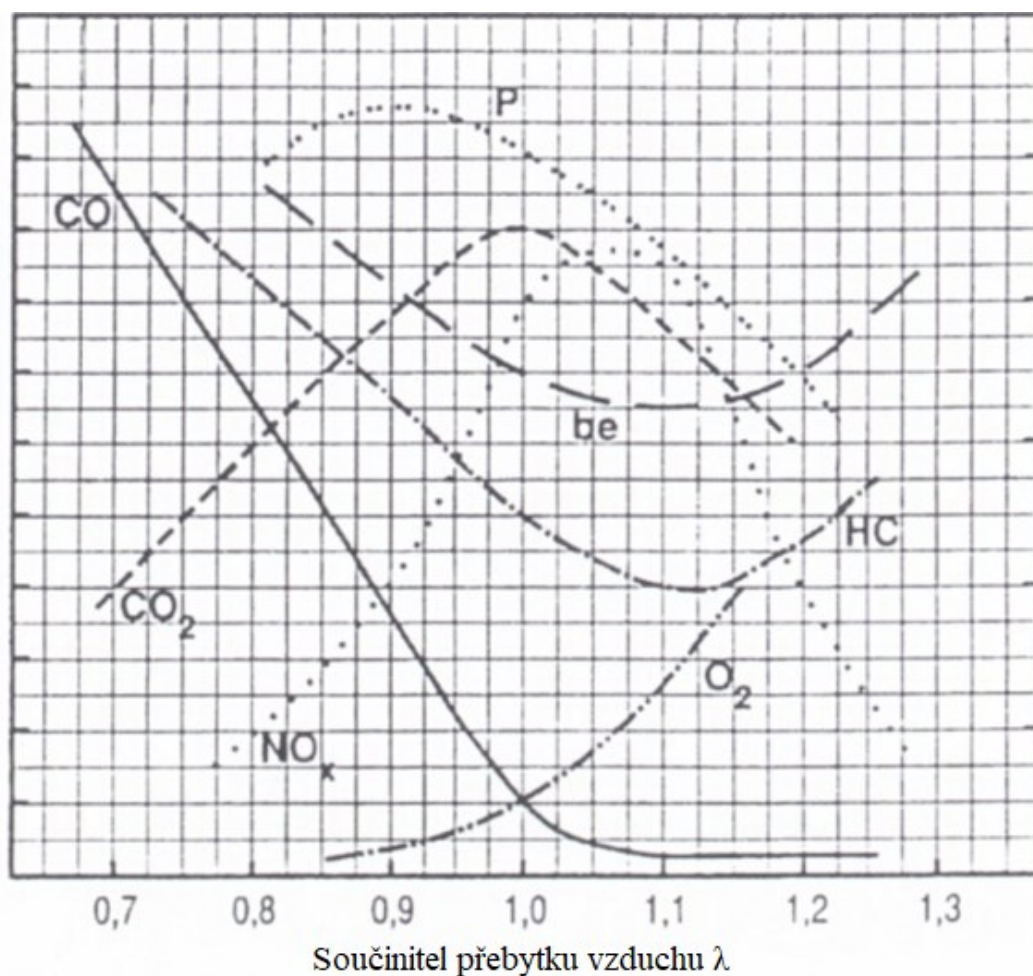
m_{vz} [kg] hmotnost přivedeného vzduchu

m_{pal} [kg] hmotnost paliva

L_t [kg · kg⁻¹] teoretické množství vzduchu potřebné pro spálení 1 kg paliva

V případě spalování s ideálním směřovací poměrem, tj. spalování tzv. stechiometrické směsi je hodnota součinitele přebytku vzduchu rovna 1. Pokud je hmotnost přivedeného vzduchu vyšší než teoretická hmotnost, hodnota součinitele přebytku vzduchu λ je větší než 1 a směs označujeme jako chudou. Pokud je hmotnost přivedeného vzduchu nižší než teoretická hmotnost, hodnota součinitele přebytku vzduchu λ je menší než 1 a směs označujeme jako bohatou.

Jelikož ne každá směs je zápalná, existují pro součinitel přebytku vzduchu λ limity – meze zápalnosti. Pro benzín je dolní mez zápalnosti přibližně $\lambda = 0,5$ a horní mez $\lambda = 1,3$. Z grafické závislosti výkonu a spotřeby na součiniteli přebytku vzduchu λ vyplývá, že maximálního výkonu lze dosáhnout při mírném přebytku paliva ($\lambda=0,85\div0,95$) a naopak nižší měrné spotřeby paliva, vztažené na výkon motoru, lze dosáhnout přebytkem vzduchu ($\lambda=1,05\div1,15$). [25]



Obrázek 41: Závislost výkonu a spotřeby motoru na součiniteli přebytku vzduchu λ a složení výfukových plynů v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu λ [25]

kde:

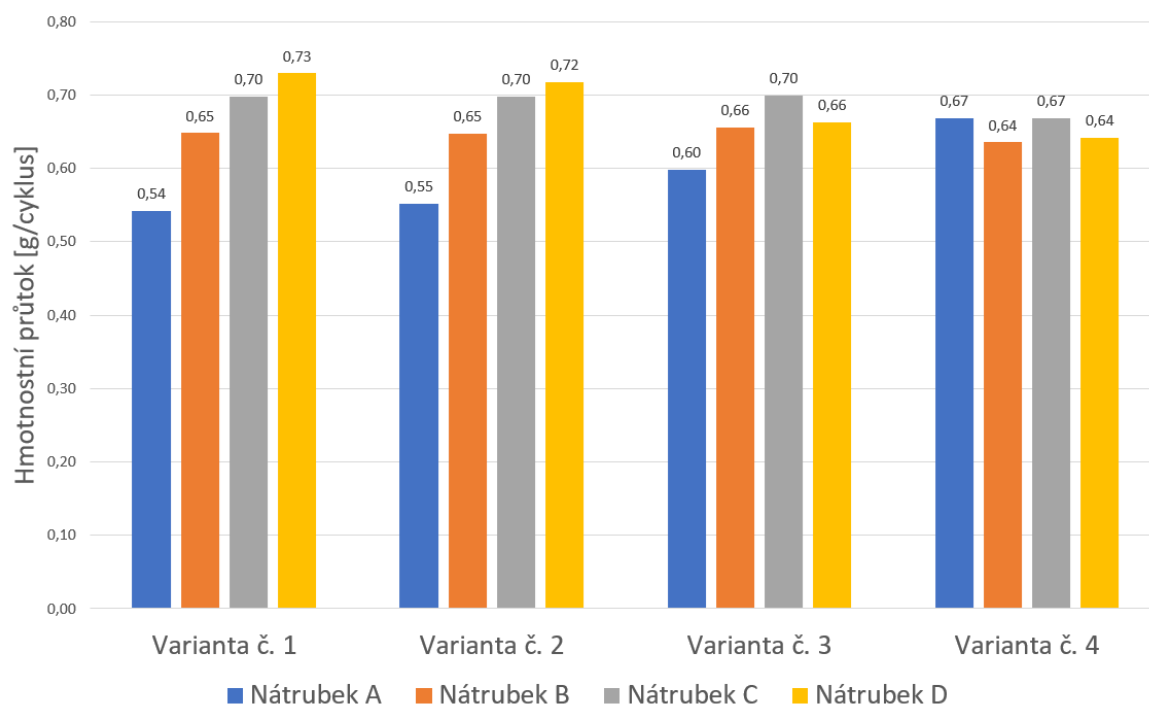
P výkon motoru

b_e měrná spotřeba paliva vztažená na výkon motoru

Z grafu na Obrázku 41 je patrná také závislost množství jednotlivých složek výfukových plynů (CO – oxid uhelnatý, CO_2 – oxid uhličitý, HC – uhlovodíky, NO_x – oxidy dusíku, O_2 – kyslík) na součiniteli přebytku vzduchu λ . Množství těchto složek zaznamenává lambda sonda. Na základě těchto údajů lze stanovit součinitel přebytku vzduchu λ , což umožňuje řídicí jednotce přizpůsobit přípravu směsi.

6.3 Porovnání výsledků jednotlivých variant airboxu

Hodnotícím kritériem pro všechny varianty airboxu byly zejména naměřené hmotnostní průtoky vzduchu do jednotlivých válců motoru během jednoho sacího cyklu. Hlavním cílem úprav bylo vyrovnat hmotnostní průtoky tak, aby nedocházelo k tvorbě příliš bohaté směsi ve válci A, a naopak příliš chudé směsi ve válci D. Naměřené hmotnostní průtoky na jednotlivých nátrubcích pro všechny varianty jsou znázorněny na Obrázku 42.



Obrázek 42: Porovnání hmotnostních průtoků přes jednotlivé nátrubky během jednoho sacího cyklu

Simulací proudění vzduchu v sériové variantě modelu se jednoznačně prokázalo nerovnoměrné plnění válců motoru. Z grafu na Obrázku 42 je patrné, že úpravou geometrie airboxu v rámci jednotlivých variant docházelo k postupnému vyrovnávání hmotnostních průtoků. Varianta č. 2 měla zjistit, jaký efekt na proudění vzduchu má použití rozšířeného hrdla na vstupu do airboxu. Účinek rozšíření byl minimální, tudíž naměřené hmotnostní průtoky jsou téměř totožné s původním sériovým modelem.

Varianta č. 3, která je nyní na vozidle používána, dosahuje už výrazně lepších výsledků než sériově vyráběný airbox. Tato varianta dostatečně řeší plnění válce D, ale u válce A je problém s nedostatkem vzduchu vyřešen pouze částečně. Jako výslednou variantu lze tedy označit variantu č. 4, která jako jediná dokázala navýšit hmotnostní průtok přes nátrubek A na vyhovující hodnotu.

7 Závěr

V rámci této diplomové práce byla řešena analýza proudění v sacím traktu atmosférického zážehového spalovacího motoru. Hlavním cílem bylo, na základě výsledků z CFD simulace, navrhnout a optimalizovat tvar airboxu, který je součástí sacího traktu sportovního automobilu Talbot Matra Murena. Cílem optimalizace bylo odstranit problém s nerovnoměrným plněním válců, který se objevil po konstrukční úpravě motoru, která měla vést k navýšení jeho výkonu.

Úvodní kapitola je věnována popisu sacího traktu spalovacího motoru. Jsou zde definovány požadavky na sací trakt jako celek, ale i požadavky kladené na jednotlivé části sací soustavy. Obsahem úvodní části je také rešerše hlavních částí sacího traktu, včetně popisu jejich funkce. V navazující části je popis automobilu Talbot Matra Murena a konstrukčních úprav motoru, které na něm byly provedeny.

Druhá část této práce je věnována stručnému popisu teorie z oblasti mechaniky tekutin, jsou zde vymezeny základní pojmy, vztahy a zákonitosti, které jsou pro realizaci CFD simulace a její následné vyhodnocení nezbytné. Podrobněji byly popsány jednotlivé druhy hydraulických ztrát, které mohou vznikat v potrubních systémech a také základní rovnice pro matematický popis proudění v potrubí. Na obecnou teorii proudění navazuje popis nestacionárního proudění v sacím potrubí, zejména proudění tlakových vln, které slouží k dynamickému přeplňování motoru.

V následující kapitole je popsána simulace proudění, tj. vytvoření modelu airboxu v programu Autodesk Inventor, následný import do programu ANSYS Fluent, diskretizace modelu, stanovení okrajových podmínek, inicializace, nastavení výpočtu a samotná realizace CFD simulace.

V poslední části práce jsem se zabýval analýzou výsledků z CFD simulace a návrhem nových variant airboxu. Jako výchozí varianta, která sloužila pro následné porovnání s novými návrhy, byla použita geometrie originálního sériově vyráběného airboxu. U všech navržených variant airboxu byla zachována poloha vstupu a jednotlivých výstupů tak, aby každá varianta byla plně kompatibilní se sériově vyráběným motorem. Zároveň bylo nutné respektovat geometrické limity, které jsou dány velikostí a uspořádáním motorového prostoru.

Na základě vypočítaných výsledků jsem provedl porovnání všech čtyř variant, z nichž poslední varianta velmi dobře řeší problém nerovnoměrného plnění válců. Pro posouzení správnosti výpočtu byla pro každý nasimulovaný sací cyklus provedena kontrola, která zjišťovala splnění podmínky rovnice kontinuity.

Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] VÁVROVEC, J. *Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [3] *Autoblink.cz: Technika* [online]. 2019 [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://autoblink.cz/category/technika/>
- [4] *Raemco univerzální vzduchový filtr* In. *Escape6.cz* [online]. [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://www.escape6.cz/raemco-univerzalni-vzduchovy-filtr-o-delce-150-mm-cerny-se-vstupem-77-mm-s-moznosti-redukce-na-70-nebo-63-mm-id507114/>
- [5] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: studijní opory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 235 s.
- [6] *BMW M44/M42 Complete ITB Kit Includes Gloss Carbon Airbox* In. *Tegmotosport* [online]. [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://www.tegmotosport.cz/p/bmw-m44-m42-complete-itb-kit2/#&gid=1&pid=1>
- [7] *Barrel, butterfly or slide?* In: *High Power Media* [online]. 2012 [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://www.highpowermedia.com/Archive/barrel-butterfly-or-slide>
- [8] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [9] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2002. ISBN 80-248-0038-1
- [10] RUSŇÁK, K. *Ideální plyn* [online]. 2005, [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: https://kfy.zcu.cz/export/sites/kfy/dokumenty/FYTV/ideal.pl_2.pdf
- [11] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996, 62 s.
- [12] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX* [online]. Ostrava [cit. 2021-03-11].
- [13] BOJKO, Marian. *Inženýrské aplikace s použitím CFD (Computer Fluid Dynamics)* [online]. Ostrava, 67 s. [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: http://excom.vsb.cz/images/files/2014_CFD/ExCom_Bojko2.pdf

- [14] JAHODA, Milan. *Počítačová dynamika tekutin – užitečný nástroj pro inženýry* [online],[cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/36832424-Pocitacova-dynamika-tekutin-uzitecny-nastroj-pro-inzenyry.html>
- [15] RÓZSÁS, LEŠINSKÝ a BAGIN. *Nestacionárne prúdenie v nasávacom potrubí spaľovacích motorov*. Slovenská vysoká škola technická v Bratislavě, 1975.
- [16] HORVÁTH V., MÜCK T.: *Výfukový systém*. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická v Bratislavě, diplomová práce, 1976. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Tomáš Rózsás, CSc.
- [17] Škoda Auto. SSP 51, Zážehový motor 2,0 l /85 kW [CD-ROM].
- [18] JEYOUNG, Kim. *A PULSE TURBOCHARGING SYSTEM FOR SMALL SI-ENGINE TO IMPROVE LOW-END TORQUE* [online]. 2019 [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Excitation-and-propagation-characteristics-of-air-pressure-waves-in-the-intake-manifold_fig10_333078497?fbclid=IwAR0TJZe4XYLfWZCErr3das_MTZPW0TuZjk3tP8g_JNxdaHpL2N45VN892Ns
- [19] *Talbot-Matra Murena (1980-1984): Trímístná derniéra* [online]. 2017 [cit. 2021-04-03]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/talbot-matra-murena-1980-1984-trimistna-derniera-105878>
- [20] *Automobile-catalog* [online]. [cit. 2021-04-03]. Dostupné z: <https://www.automobile-catalog.com>
- [21] *Talbot Matra Murena 2.2 Preparation 142 Kit S* [online]. [cit. 2021-04-03]. Dostupné z: <https://auta5p.eu/lang/ger/katalog/auto.php?idf=Talbot-Matra-Murena-2.2-Preparation-142-Kit-S-8915>
- [22] ASSANIS, Dennis N. *Manifold Gas Dynamics Modeling and Its Coupling With Single-Cylinder Engine Models Using Simulink* [online]. 2003 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/237900266_Manifold_Gas_Dynamics_Modeling_and_Its_Coupling_With_Single-Cylinder_Engine_Models_Using_Simulink
- [23] HEISLER, H. *Advanced engine technology*. První vydání, London: SAE international, 1995. 795 s. ISBN 1-56-091-734-2.
- [24] *Encyklopedie fyziky* [online]. [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/>
- [25] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva*. Praha: Computer Press, 2004. Auto-moto-profi (Computer Press). ISBN 80-251-0207-6.

[26] DRESLER, Pavel. *Paliva, příprava směsi a výměna náplně: Spalovací motory dopravních prostředků - přednáška č. 4*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.

[27] Archiv firmy Petra Mücková s.r.o.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Příklad sestavení hlavních částí sacího traktu čtyřdobého atmosférického a přeplňovaného motoru [2]

Obrázek 2: Sportovní bavlněný filtr firmy Raemco [4]

Obrázek 3: Karbonový airbox pro motor BMW M44/M42 [6]

Obrázek 4: Motýlková škrťací klapka [7]

Obrázek 5: Průřezové plochy sacího kanálu [1]

Obrázek 6: Základní typy sacích kanálů [11]

Obrázek 7: Talbot Matra Murena [19]

Obrázek 8: Otáčková charakteristika sériového a upraveného motoru [27]

Obrázek 9: Laminární proudění (vlevo) a turbulentní proudění (vpravo) [8]

Obrázek 10: Rychlostní profil laminárního a turbulentního proudění [8]

Obrázek 11: Náhlé rozšíření průřezu potrubí [9]

Obrázek 12: Náhlé zúžení průřezu potrubí [9]

Obrázek 13: Difuzor – kuželové rozšíření průřezu potrubí [9]

Obrázek 14: Konfuzor – kuželové zúžení průřezu potrubí [9]

Obrázek 15: Šíření tlakových vln v sacím potrubí [17]

Obrázek 16: Rychlost zvuku v závislosti na teplotě vzduchu

Obrázek 17: Průběh tlaku v sacím traktu během procesu sání [23]

Obrázek 18: Vliv délky sacího potrubí na objemovou účinnost motoru v závislosti na otáčkách jednoválcového motoru [22]

Obrázek 19: Výpočetní síť rozložená do kontrolních objemů [14]

Obrázek 20: Naimportovaný model do prostředí ANSYS Design Modeler

Obrázek 21: Grafické znázornění vstupních a výstupních okrajových podmínek

Obrázek 22: Výpočetní síť na původní variantě modelu s detailem na prizmatickou vrstvu

Obrázek 23: Průběh tlaku na jednotlivých výstupech za 1 cyklus

Obrázek 24: Pohled na uložení sací soustavy v motorovém prostoru [21]

Obrázek 25: Model airboxu – varianta č. 1

Obrázek 26: Hmotností průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 1

Obrázek 27: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 1

Obrázek 28: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 1

Obrázek 29: Model airboxu – varianta č. 2

Obrázek 30: Hmotností průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 2

Obrázek 31: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 2

Obrázek 32: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 2

Obrázek 33: Model airboxu – varianta č. 3

Obrázek 34: Hmotností průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 3

Obrázek 35: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 3

Obrázek 36: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 3

Obrázek 37: Model airboxu – varianta č. 4

Obrázek 38: Hmotností průtok přes jednotlivé výstupy během sacího cyklu – varianta č. 4

Obrázek 39: Vizualizace proudnic při plnění válce D – varianta č. 4

Obrázek 40: Vizualizace proudnic při plnění válce A – varianta č. 4

Obrázek 41: Závislost výkonu a spotřeby motoru na součiniteli přebytku vzduchu λ a složení výfukových plynů v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu λ [25]

Obrázek 42: Porovnání hmotnostních průtoků přes jednotlivé nátrubky během jednoho sacího cyklu

Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní technické údaje vozidla Talbot Matra Murena [20]

Tabulka 2: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 1

Tabulka 3: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 1

Tabulka 4: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 2

Tabulka 5: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 2

Tabulka 6: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 3

Tabulka 7: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 3

Tabulka 8: Hmotnostní průtoky pro jednotlivé výstupy – varianta č. 4

Tabulka 9: Kontrola správnosti výsledků podle rovnice kontinuity – varianta č. 4